

# Best Available Copy

## Car friction clutch with pressure disc

**Veröffentlichungsnummer** FR2731754

**Veröffentlichungsdatum:** 1996-09-20

**Erfinder** MAUCHER PAUL (DE)

**Anmelder:** LUK LAMellen & KUPPLUNGSBAU (DE)

**Klassifikation:**

- Internationale: F16D13/75; B60K17/02

- Europäische: F16D13/58C2; F16D13/71; F16D13/75D

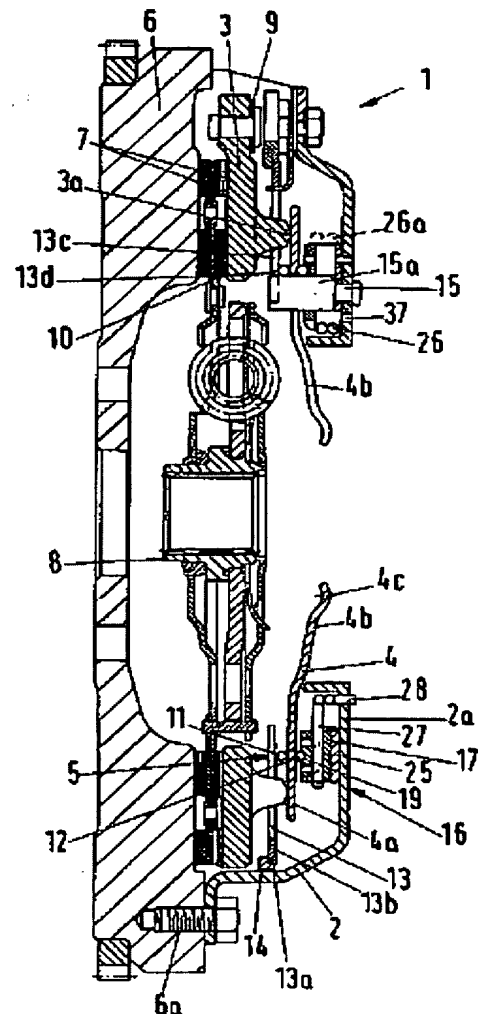
**Anmeldenummer:** FR19960006212 19960520

**Prioritätsnummer(n):** DE19914138806 19911126; DE19924206904 19920305; DE19924207528 19920310; DE19924212940 19920418; FR19920014174 19921125

Report a data error here

### Zusammenfassung von **FR2731754**

The car friction clutch has a pressure plate fixed but able to be axially displaced relative a housing. At least one actuating spring is located between housing and plate, which operates the pressure plate in the direction of a clutch plate. A wear compensating device ensures a practically constant force on the pressure plate via the spring. An operator is provided to engage and disengage the clutch, which during disengagement provides a progressive reduction in the transferred moment force.



Best Available Copy

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE  
INSTITUT NATIONAL  
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE  
PARIS

(11) N° de publication :  
(à n'utiliser que pour les  
commandes de reproduction)

2 731 754

(21) N° d'enregistrement national :

96 06212

(51) Int Cl<sup>6</sup> : F 16 D 13/75, B 60 K 17/02

(12)

## DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

(22) Date de dépôt : 20.05.96.

(30) Priorité : 26.11.91 DE 4138806; 05.03.92 DE 4206904; 10.03.92 DE 4207528; 18.04.92 DE 4212940.

(43) Date de la mise à disposition du public de la demande : 20.09.96 Bulletin 96/38.

(56) Liste des documents cités dans le rapport de recherche préliminaire : *Ce dernier n'a pas été établi à la date de publication de la demande.*

(60) Références à d'autres documents nationaux apparentés : Division demandée le 20/05/96 bénéficiant de la date de dépôt du 25/11/92 de la demande initiale n° 92 14174

(71) Demandeur(s) : LUK LAMELLEN UND KUPPLUNGSBAU GMBH — DE.

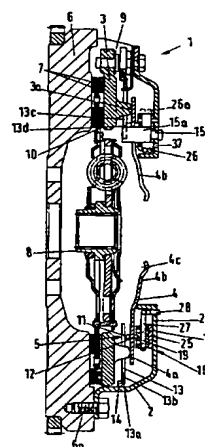
(72) Inventeur(s) : MAUCHER PAUL.

(73) Titulaire(s) :

(74) Mandataire : REGIMBEAU.

### (54) EMBRAYAGE A FRICTION.

(57) L'invention concerne un embrayage à friction (1), notamment pour véhicules automobiles, comportant un plateau de pression (3) qui est relié de façon non tournante, mais cependant avec possibilité de translation axiale limitée, avec un carter (2), entre lequel et le plateau de pression agit au moins un ressort de poussée (4), qui sollicite le plateau de pression en direction d'un disque d'embrayage (8) pouvant être serré entre ce plateau et un plateau de contre-pression (6), comme un volant, et où il est prévu un moyen correctif (16) compensant l'usure des gamitures de friction du disque d'embrayage et qui réduit au minimum, pendant la durée de service de l'embrayage à friction, la détente du ressort de poussée (4) se produisant normalement sous l'effet de l'usure des gamitures de friction, embrayage caractérisé en ce que la fonction de compensation d'usure du moyen correctif (16) peut être bloquée en dépendance d'un état d'actionnement de l'embrayage à friction (1) et/ou en dépendance d'un état de fonctionnement de l'embrayage à friction (1).



FR 2 731 754 - A1



La présente invention concerne un embrayage à friction, notamment pour véhicules automobiles, comportant un plateau de pression qui est relié de façon non tournante mais cependant avec possibilité de translation axiale limitée avec un carter, entre lequel et le plateau de pression agit au moins un ressort de poussée, qui sollicite le plateau de pression en direction d'un disque d'embrayage pouvant être serré entre ce plateau et un plateau de contre-pression, comme un volant.

Des embrayages de ce genre sont connus par exemple d'après la demande de brevet allemand DE-OS 24 60 963, les brevets allemands DE-24 41 141 et 898 531 ainsi que la demande de brevet allemand DE-AS 1 267 916.

La présente invention a pour but d'améliorer des embrayages à friction de ce genre en ce qui concerne le fonctionnement et la durée de service. Notamment, grâce à l'invention, les forces nécessaires pour l'actionnement de tels embrayages à friction doivent être réduites et on doit être assuré d'obtenir, pendant la durée de service des embrayages, une force de débrayage dont l'allure soit pratiquement constante. En outre, les embrayages à friction conformes à l'invention doivent pouvoir être fabriqués d'une manière particulièrement simple et économique.

Conformément à l'invention, ce résultat est obtenu par le fait qu'il est prévu un moyen correctif compensant l'usure des garnitures de friction du disque d'embrayage et qui produit une sollicitation pratiquement constante du plateau de pression par le ressort de poussée, l'embrayage à friction comportant des moyens d'actionnement pour produire un embrayage et un débrayage ainsi qu'un système qui assure, pendant le processus de débrayage, dans une zone partielle de la course d'actionnement du moyen d'actionnement, une réduction graduel-

le du couple pouvant être transmis par l'embrayage à friction ou par le disque d'embrayage. A l'aide d'un système de ce genre, on peut également obtenir que, pendant le processus d'embrayage de l'embrayage à friction et au début du serrage des garnitures de friction entre le plateau de pression et le plateau de contre-pression, il se produise une augmentation graduelle ou progressive du couple pouvant être transmis par l'embrayage à friction.

10 Avec l'agencement conforme à l'invention d'un embrayage à friction, on est assuré que le ressort annulaire de serrage ait pratiquement toujours, pendant la durée de service de l'embrayage à friction, la même précontrainte quand l'embrayage à friction est embrayé, en permettant ainsi d'obtenir une sollicitation pratiquement constante du plateau de pression. En outre, à l'aide du système additionnel prévu, qui assure une diminution graduelle du couple pouvant être transmis par l'embrayage à friction pendant un processus de débrayage, il est possible d'obtenir une réduction, ou une évolution minimale, de la force de débrayage ou bien de la force de débrayage nécessaire au maximum. Cela est imputable au fait que le système précité produit une assistance d'actionnement de l'embrayage à friction, notamment pendant le processus de débrayage. A cet effet, le système précité peut comporter des moyens possédant une élasticité axiale et qui exerce sur les moyens d'actionnement et/ou sur le ressort de serrage et/ou sur le plateau de pression et/ou sur le plateau de contre-pression, une force de réaction qui est orientée en sens opposé à la force exercée par le ressort de serrage sur le plateau de pression et qui intervient en conséquence.

Il peut être particulièrement avantageux que le système précité soit associé à l'embrayage à friction de telle sorte que, pendant le processus de débrayage,

il produise dans une zone partielle de la course de décalage axial des parties du plateau de pression qui sont sollicitées par le ressort de serrage, une réduction graduelle du couple pouvant être transmis par l'embrayage à friction ou par le disque d'embrayage.

Pour de nombreuses applications, le système précité peut avantageusement être disposé dans la ligne de transmission de forces entre les paliers de pivotement des moyens d'actionnement ou bien entre le ressort de serrage et les zones de fixation, comme des boulonnages, du carter sur le plateau de contre-pression.

Pour d'autres applications, il peut cependant être également avantageux que le système précité soit disposé dans la ligne de transmission de forces entre les paliers de pivotement des moyens d'actionnement ou bien entre le ressort de serrage et la surface de friction du plateau de pression. Un agencement de ce genre a été proposé par exemple dans la demande de brevet allemand DE-OS 37 42 354 et dans la demande de brevet allemand DE-OS 1 450 201.

Pour d'autres applications, il peut être particulièrement avantageux que le système précité soit disposé axialement entre deux parties d'appui des garnitures de friction prévues sur le disque d'embrayage, c'est-à-dire en étant constitué par ce qu'on appelle un "appui de garnitures", par exemple au moyen de segments élastiques disposés entre les garnitures. Des agencements de ce genre sont connus par exemple d'après la demande de brevet allemand DE-OS 36 31 863.

Une autre possibilité pour obtenir une augmentation ou une réduction progressive du couple a été proposée dans la demande de brevet allemand DE-OS 21 64 297, où le volant est divisé en deux parties et où le composant formant le plateau de contre-pression est soutenu axialement et élastiquement par rapport

au composant relié à l'arbre de sortie du moteur à combustion interne.

Pour le fonctionnement et l'agencement d'un embrayage à friction conforme à l'invention, il peut être particulièrement avantageux que le système précité permette une adaptation axiale souple entre des composants de l'embrayage, ce système étant disposé et agencé de telle sorte que, quand l'embrayage est ouvert, la force agissant sur le système précité soit minimale et que, dans le processus de fermeture de l'embrayage, c'est-à-dire dans la course d'embrayage de l'embrayage, la force agissant sur le système précité augmente graduellement jusqu'au maximum, cette montée se produisant avantageusement seulement dans une zone partielle de la course de fermeture, ou course d'embrayage, des moyens d'actionnement ou du plateau de pression. Il peut être particulièrement avantageux que le système précité soit agencé de telle sorte que l'augmentation graduelle ou la diminution graduelle du couple pouvant être transmis par l'embrayage à friction s'effectue dans au moins approximativement 40 à 70 % de la course d'actionnement des moyens d'actionnement et/ou de la course axiale maximale du plateau de pression. La zone résiduelle de la course correspondante est nécessaire pour couper correctement la ligne de transmission de forces et pour compenser des déformations se produisant éventuellement dans les composants de l'embrayage, comme notamment le disque d'embrayage, le plateau de pression et le plateau de contre-pression.

Pour réduire au minimum les forces nécessaires pour l'actionnement de l'embrayage à friction conforme à l'invention, il peut être particulièrement avantageux que le ressort de serrage comporte, au moins dans une partie de la course de débrayage de l'embrayage à friction, un profil décroissant de la courbe force-course, c'est-à-

dire que le ressort de serrage comporte, au moins dans une zone partielle de sa course de compression ou de déformation, une allure décroissante de génération de force. Ce résultat peut être obtenu en faisant en sorte

5 que, dans le processus de débrayage de l'embrayage à friction, la force exercée par le ressort du système précité s'oppose à la force de ressort de serrage afin que, dans une zone partielle de la course de débrayage, la tension ou la déformation du ressort de serrage soit

10 assistée par la force du ressort du système précité, auquel cas simultanément, du fait du profil dégressif ou décroissant de la courbe force-ressort se manifestant dans le domaine du débrayage, la force exercée par ce ressort sur le plateau de pression ou sur les garnitures

15 de friction diminue. La force effectivement nécessaire pour un débrayage de l'embrayage à friction sera déterminée, pour autant qu'il n'y ait pas d'actions de ressorts intervenant additionnellement et se superposant, à partir de la différence entre la force exercée par le système

20 précité et la force exercée par le ressort de serrage. Lors d'un écartement du plateau de pression par rapport aux garnitures de friction ou bien lors de la libération du disque d'embrayage par le plateau de pression, la force de débrayage devant encore être exercée ou bien

25 la force de débrayage nécessaire seront essentiellement déterminées par le ressort de serrage. La courbe caractéristique force-course du système précité et la courbe caractéristique force-course du ressort de serrage peuvent être adaptées mutuellement en ce qui concerne leurs

30 allures de telle sorte que, lors d'une libération du disque d'embrayage par le plateau de pression, la force nécessaire pour un actionnement du ressort de serrage ait un niveau comparativement bas. Ainsi, en faisant en sorte que la caractéristique de ressort ou bien la

35 caractéristique de force du système précité se rapproche



ou même devienne identique à la caractéristique du ressort de serrage jusqu'à la libération du disque d'embrayage par le plateau de pression, on obtiendra que pour l'actionnement du ressort de serrage, seulement une  
5 très petite force soit nécessaire, et même pratiquement aucune force dans un cas extrême.

Comme ressort de serrage, il est judicieux et particulièrement avantageux d'utiliser un ressort annulaire qui peut d'une part pivoter autour d'un palier  
10 de pivotement de forme annulaire qui est porté par le carter et qui sollicite d'autre part le plateau de pression. A cet égard, le ressort annulaire peut comporter un corps annulaire duquel font saillie radialement vers l'intérieur des pattes qui constituent les moyens d'actionnement. Les moyens d'actionnement peuvent cependant  
15 être également constitués par des leviers, qui sont montés de façon pivotante par exemple sur le carter. La force de serrage du plateau de pression peut cependant être également exercée par d'autres types de ressorts, comme par exemple des ressorts hélicoïdaux, qui  
20 sont disposés dans l'embrayage à friction de telle sorte que la force axiale exercée par eux sur le plateau de pression soit la plus grande dans l'état embrayé de l'embrayage à friction et que cette force diminue pendant le processus de débrayage. Ce résultat peut être obtenu  
25 par exemple en donnant aux ressorts hélicoïdaux des positions inclinées par rapport à l'axe de rotation de l'embrayage à friction.

Il peut être particulièrement avantageux que  
30 le ressort annulaire soit maintenu dans le carter de façon pivotante entre deux appuis de façon à créer ce qu'on appelle un embrayage en pression. Dans de tels embrayages, les moyens d'actionnement intervenant dans le débrayage de l'embrayage à friction sont habituellement sollicités en direction du plateau de pression.  
35

L'invention n'est cependant pas limitée à des embrayages du type opérant en pression mais elle s'applique également à des embrayages du type opérant en traction, dans lesquels les moyens d'actionnement intervenant  
5 dans le débrayage et l'embrayage à friction sont habituellement sollicités en éloignement du plateau de pression.

D'une manière particulièrement avantageuse, l'embrayage à friction conforme à l'invention peut com-  
10 porter un ressort annulaire qui est agencé de telle sorte qu'il comporte une courbe force-course de profil sinusoïdal et qui soit monté de manière que, dans l'état embrayé de l'embrayage à friction, son point de fonctionnement soit situé sur la partie décroissante de  
15 la courbe caractéristique, à la suite du premier maximum de force. A cet égard, il peut être particulièrement avantageux que le ressort annulaire ait un rapport de forces compris entre 1 : 0,4 et 1 : 0,7 entre le premier maximum de force et le minimum de force situé à la suite.

Il peut en outre être particulièrement avantageux que l'embrayage à friction puisse être actionné par l'intermédiaire d'un dispositif de débrayage agissant sur les moyens d'actionnement, comme par exemple sur les extrémités des pattes du ressort annulaire, auquel  
25 cas le dispositif de débrayage peut comporter une pédale de débrayage, agencée d'une manière analogue à une pédale d'accélérateur et disposée dans l'habitacle du véhicule automobile. Un tel agencement de la pédale de débrayage peut être particulièrement avantageux car, avec l'agencement conforme à l'invention, la force, ou l'allure de  
30 force, nécessaire pour un débrayage de l'embrayage à friction peut être maintenue à un très petit niveau, ce qui permet d'obtenir, au moyen d'une pédale d'embrayage agencée d'une façon analogue à une pédale d'accélérateur, une meilleure aptitude de dosage de la force d'ac-  
35

tionnement.

Grâce à l'agencement conforme à l'invention d'un embrayage à friction et à la possibilité correspondante de réduction des forces maximales à exercer sur le ressort de serrage pendant la durée de service de cet embrayage, les composants peuvent être réduits en correspondance en ce qui concerne leurs dimensions ou leurs résistances, ce qui permet d'obtenir une diminution importante des frais de fabrication. En outre, du fait de la réduction des forces de débrayage, les pertes par frottement et élasticité dans l'embrayage et dans le système de débrayage sont réduites et ainsi l'efficacité de l'ensemble constitué par l'embrayage à friction et le dispositif de débrayage est considérablement améliorée. Il est ainsi possible d'agencer l'ensemble d'une manière optimale et d'améliorer considérablement le confort obtenu avec l'embrayage.

L'agencement conforme à l'invention est applicable et d'une façon générale à des embrayages à friction et notamment à des embrayages tels que ceux qui ont été proposés par exemple dans les brevets allemands DE-29 16 755, DE-29 20 932, dans les demandes de brevets allemands DE-OS 35 18 781, DE-OS 40 92 382, dans les demandes de brevets français FR-OS 2 605 692, FR-OS 2 606 477, FR-OS 2 599 444, FR-OS 2 599 446, dans le brevet britannique GB-1 567 019, dans les brevets des Etats Unis US-4 924 991, US 4 191 285, US-4 057 131, dans les modèles d'utilité japonais JP-3-25026, JP-3-123, JP-2-124326, JP-1-163218, JP-3-19131, JP-3-53628 et dans la demande de brevet japonais JP-OS 51-126452.

La présente invention se rapporte en outre aux demandes de brevets allemands plus anciennes DE-P 42 07 528.9 et DE-P 42 06 904.1, dont les contenus se rapportent expressément au contenu publié pour la présente invention.

L'utilisation d'un embrayage à friction pourvu d'un système de compensation intégré ou automatique au moins de l'usure des garnitures - de sorte qu'on est assuré d'obtenir une force de serrage, approximativement constante au moins pendant la durée de service de l'embrayage à friction, du disque d'embrayage - est avantageuse notamment en relation avec des groupes d'embrayage dans lesquels l'embrayage à friction, le disque d'embrayage et le plateau de contre-pression, comme par exemple un volant, forment une unité de montage ou un module. Dans une telle unité de montage, il est avantageux, pour des raisons de coûts, que le carter d'embrayage soit relié au plateau de contre-pression par l'intermédiaire d'une liaison non séparable, comme par exemple une liaison soudée ou une liaison par formage, par exemple par déformation plastique de matière. Avec une liaison de ce genre, il est possible de supprimer les organes de fixation utilisés habituellement, comme des boulons. Dans de telles unités de montage, il n'est pratiquement pas possible de remplacer le disque d'embrayage ou les garnitures d'embrayage, à cause d'un dépassement des limites d'usure, sans une destruction des composants, comme par exemple le carter d'embrayage. Lorsqu'on utilise un embrayage comportant un système de compensation d'usure, l'unité de montage peut être agencée de telle sorte qu'elle assure un fonctionnement correct pendant toute la durée de service du véhicule. Ainsi, grâce à l'agencement conforme à l'invention, la réserve d'usure du disque d'embrayage et la réserve de correction d'usure de l'embrayage à friction et du module d'embrayage peuvent être dimensionnées suffisamment grandes pour que la durée de service de l'embrayage, et par conséquent également la durée de service de l'unité de montage, correspondent en toute sécurité au moins à celle du véhicule.

Selon une autre caractéristique de l'invention, il peut être particulièrement avantageux qu'un embrayage à friction comportant un moyen correctif d'usure soit combiné avec ce qu'on appelle un volant à deux masses, auquel cas l'embrayage à friction peut être monté, avec interposition d'un disque d'embrayage, sur une des masses d'inertie pouvant être reliée à une transmission tandis que la seconde masse d'inertie peut être accouplée à l'arbre de sortie d'un moteur à combustion interne. Des volants à deux masses d'inertie, avec lesquels l'embrayage à friction conforme à l'invention peut être utilisé, sont connus par exemple d'après les demandes de brevets allemands DE-OS 37 21 712, 37 21 711, 41 17 571, 41 17 582 et 41 17 579. L'ensemble du contenu desdites demandes de brevets correspond également au contenu publié de la présente invention de sorte que les particularités décrites dans les demandes de brevets précitées doivent être combinées d'une manière appropriée avec les particularités décrites dans la présente demande de brevet. Notamment le carter d'embrayage ou le couvercle d'embrayage peuvent être reliés avec la masse d'inertie les supportant par l'intermédiaire d'une liaison qui n'est pas séparable sans destruction, comme cela a été décrit et représenté par exemple pour différentes formes de réalisation dans la demande de brevet allemand DE-OS 41 17 579.

Grâce à la combinaison d'un embrayage à friction avec un moyen permettant de compenser au moins l'usure des garnitures de friction, il est en outre possible d'optimiser la conception de l'embrayage à friction, notamment de l'accumulateur d'énergie exerçant la force de serrage du disque d'embrayage. Cet accumulateur d'énergie peut alors être agencé de telle sorte qu'il exerce pratiquement seulement la force de serrage du disque d'embrayage qui est nécessaire pour la transmission

du couple désiré. L'accumulateur d'énergie peut être constitué par au moins un ressort annulaire ou bien par plusieurs ressorts hélicoïdaux. En outre, il est avantageux d'utiliser un embrayage à friction à compensation automatique d'usure en combinaison avec des volants à deux masses d'inertie, dans lesquels des amortisseurs élastiques en torsion qui sont disposés entre les deux masses d'inertie sont situés radialement à l'extérieur du disque d'embrayage ou bien du cercle extérieur de friction de la surface de friction pouvant être accouplée à la transmission. Dans des volants à deux masses d'inertie de ce genre, le diamètre du cercle de friction du disque d'embrayage doit être plus petit que dans des embrayages conventionnels de telle sorte que la force de serrage doit être augmentée en correspondance au rapport entre les rayons moyens de friction afin de pouvoir transmettre un couple de moteur d'une valeur définie. Lors de l'utilisation d'un embrayage conventionnel, cela conduirait à une augmentation de la force de débrayage. Grâce à l'utilisation d'un embrayage à compensation automatique d'usure et avec diminution progressive du couple pouvant être transmis par le disque de débrayage pendant la course de débrayage, comme cela est prévu conformément à l'invention, il est possible d'éviter une augmentation de la force de débrayage, à la différence de ce qui se produit dans un embrayage conventionnel.

On peut ainsi être assuré, grâce à l'agencement conforme à l'invention d'un embrayage à friction, que malgré une diminution du diamètre extérieur des garnitures de friction, et également de la force de serrage nécessaire à cet effet, la force de débrayage puisse être maintenue à une valeur faible. Grâce à cette diminution de la force de débrayage, également la sollicitation du roulement par l'intermédiaire duquel les deux masses

d'inertie sont montées de façon à pouvoir tourner l'une par rapport à l'autre, est réduite. En outre, grâce au système de compensation d'usure, la durée de service de l'embrayage est augmentée, de sorte qu'il n'est plus  
5 nécessaire de remplacer les composants, notamment le disque d'embrayage, pendant la durée de service du véhicule automobile. Ainsi le couvercle d'embrayage peut être relié rigidement à la masse d'inertie pouvant être accouplée à la transmission, par exemple au moyen de  
10 rivets ou de soudures. Cela est particulièrement avantageux lorsqu'il existe un volume limité d'installation ou bien des contours limités de la cloche d'embrayage, qui ne permettent plus d'effectuer d'une manière classique par boulonnage une liaison du couvercle d'embrayage  
15 avec le volant situé côté transmission.

Dans un embrayage à friction pourvu d'un moyen intégré de correction de l'usure des garnitures de friction, dans le cas d'une fixation conventionnelle du groupe d'embrayage se composant de l'embrayage à friction  
20 et du volant sur l'arbre de sortie d'un moteur à combustion interne, des oscillations axiales, angulaires et tridimensionnelles sont transmises au groupe d'embrayage, en étant produites par l'arbre de sortie du moteur à combustion interne, comme notamment un vilebrequin.  
25 Pour que le groupe d'embrayage ou le moyen correctif d'usure ne soient pas perturbés dans leur fonction par de telles oscillations et pour que notamment une action corrective indésirable du moyen correcteur d'usure soit empêchée, il est nécessaire de tenir compte, lors de  
30 la conception du moyen correctif d'usure, des forces d'inertie des composants qui agissent sur ce moyen correctif. Pour éviter les effets secondaires indésirables engendrés notamment par des vibrations axiales et tridimensionnelles, et également des frais supérieurs correspondants de conception d'un moyen correctif servant  
35

à compenser l'usure des garnitures de friction, il est  
proposé, conformément à une autre caractéristique de  
l'invention, d'isoler dans une large mesure le groupe  
d'embrayage comportant le moyen correctif d'usure par  
5 rapport aux oscillations axiales et de flexion qui sont  
engendrées par l'arbre de sortie du moteur à combustion  
interne. Ce résultat peut être obtenu en faisant en  
sorte que le groupe d'embrayage puisse être accouplé  
à l'arbre de sortie du moteur à combustion interne par  
10 l'intermédiaire d'un composant qui soit axialement élas-  
tique ou qui présente une souplesse axiale. La rigidité  
de ce composant est alors définie de telle sorte que  
les oscillations axiales et tridimensionnelles ou de  
flexion produites par l'arbre de sortie du moteur à  
15 combustion interne sur le groupe d'embrayage soient  
contrebalancées par ce composant élastique, ou tout  
au moins amorties à un degré tel qu'on soit assuré d'un  
fonctionnement correct de l'embrayage à friction, notam-  
ment de son moyen correctif d'usure. De tels composants  
20 élastiques sont connus par exemple d'après les demandes  
de brevets européens EP-OS 385 752 et O 464 997 ainsi  
que d'après le document "SAE Technical Paper 9 003 91".  
Le contenu de ces publications doit également correspon-  
dre au contenu publié de la présente invention. Grâce  
25 à l'utilisation d'un composant élastique, il est possible  
d'éliminer une compensation d'usure indésirable, provo-  
quée par des oscillations axiales du plateau de pression  
par rapport au couvercle d'embrayage - notamment quand  
l'embrayage à friction est débrayé -, par des oscilla-  
30 tions du volant et/ou des oscillations du ressort annu-  
laire. De telles oscillations peuvent provoquer, dans  
des groupes d'embrayage ou bien des unités d'embrayage  
ne comportant pas un moyen éliminant au moins dans l'es-  
sentiel lesdites oscillations, comme notamment un disque  
35 axialement flexible, une modification du réglage indépen-



damment de l'état d'usure du disque d'embrayage, de sorte que le ressort annulaire de l'embrayage à friction pourrait subir un dérèglement produisant une diminution de la force de serrage, d'une manière telle que la transmission du couple désiré ne serait plus assurée.

Selon une autre particularité de l'invention, un embrayage à friction comportant un système intégré ou automatique de compensation d'usure, qui peut notamment être agencé conformément à la présente invention, peut être utilisé dans un groupe de transmission, notamment pour véhicules automobiles, qui se compose d'une transmission automatique ou semi-automatique et d'un embrayage à friction, disposé entre un moteur d'entraînement, comme un moteur à combustion interne, et une transmission et pouvant être actionné en étant commandé ou réglé au moins en fonction de l'actionnement de la transmission. L'embrayage à friction peut de préférence être actionné d'une façon complètement automatique. Un actionnement automatisé ou complètement automatique d'un embrayage à friction a été décrit par exemple dans la demande de brevet allemand DE-OS 40 11 850.9, de sorte qu'on se réfèrera à ce document en ce qui concerne le mode d'action et les moyens nécessaires.

Dans les unités d'entraînement connues jusqu'à maintenant et comportant des transmissions automatiques ou semi-automatiques et des embrayages à friction conventionnels, il se posait jusqu'à maintenant des problèmes importants en ce qui concerne l'actionnement de l'embrayage et la conception des moyens d'actionnement nécessaires à cet effet, comme par exemple des mécanismes à pistons/cylindres et/ou des moteurs électriques. A cause des forces de débrayage relativement grandes qui sont nécessaires dans des embrayages conventionnels, il faut prévoir des organes d'actionnement qui soient très puissants ou qui aient de grandes dimensions. Cela

se traduit par de gros encombrements, des poids élevés et des frais importants. Egalement de tels organes d'actionnement de grandes dimensions ont des temps de réaction relativement longs à cause de leur inertie pondérale.

5 le. Lors de l'utilisation de cylindres d'actionnement, il est en outre nécessaire de faire intervenir un écoulement important de fluide sous pression de sorte qu'également la pompe d'alimentation doit avoir des dimensions relativement grandes, pour obtenir en toute sécurité

10 le temps désiré d'actionnement de l'embrayage à friction correspondant. Pour éliminer en partie les inconvénients précités, il a été proposé par exemple dans la demande de brevet allemand DE-OS 33 09 427 de réduire la force d'actionnement nécessaire au débrayage de l'embrayage

15 au moyen de ressorts compensateurs correspondants, afin de pouvoir utiliser ainsi des organes d'actionnement de petites dimensions. Cependant du fait que la force de débrayage à exercer dans des embrayages conventionnels varie cependant très fortement pendant la durée de service, c'est-à-dire que la force de débrayage est

20 relativement petite à l'état neuf et augmente ensuite pendant la durée de service à mesure que l'usure des garnitures augmente, un ressort compensateur ne permet de réduire qu'une partie de la force de débrayage normalement nécessaire. En tenant compte de toutes les tolérances, et malgré l'utilisation de ressorts compensateurs, il serait nécessaire que les organes d'actionnement aient une capacité de débrayage qui soit plus grande que celle nécessaire pour un embrayage conventionnel

25 neuf. Cependant grâce à l'utilisation d'un embrayage à friction conforme à l'invention, comportant un système de compensation d'usure de garnitures, en combinaison avec un groupe de propulsion se composant d'un moteur et d'une transmission automatique ou semi-automatique,

30 la force de débrayage peut être considérablement diminuée

35

par rapport à l'art antérieur, et notamment directement dans l'embrayage, auquel cas la valeur ou allure de la force de débrayage obtenue dans l'embrayage neuf est pratiquement maintenue invariante pendant toute  
5 la durée de service de ce dernier. On obtient ainsi des avantages importants en ce qui concerne la conception des organes d'actionnement car leur puissance d'entraînement et leur capacité d'actionnement peuvent être maintenues en correspondance à une valeur réduite, de  
10 sorte qu'également les forces ou pressions exercées dans l'ensemble du système de débrayage sont diminuées en correspondance. De ce fait, les pertes se produisant dans le système de débrayage par suite de frottements ou d'élasticités des composants seront éliminées ou  
15 réduites à un minimum.

D'autres caractéristiques et avantages de l'invention seront mis en évidence dans la suite de la description, donnée à titre d'exemple non limitatif, en référence aux dessins annexés dans lesquels :

20 la Figure 1 représente en vue en élévation un embrayage à friction conforme à l'invention,  
la Figure 2 est une vue en coupe faite suivant la ligne II-II de la Figure 1,  
la Figure 3 représente un anneau d'actionnement utilisé  
25 dans l'embrayage à friction des Figures 1 et 2,  
la Figure 4 est une vue en coupe faite suivant la ligne IV-IV de la Figure 3,  
la Figure 5 représente un anneau de soutien utilisé dans l'embrayage à friction représenté sur les Figures  
30 1 et 2,  
la Figure 6 est une vue en coupe faite suivant la ligne VI-VI de la Figure 5,  
les Figures 7 et 7a représentent un ressort qui exerce une force de torsion sur l'anneau d'actionnement,  
35 les Figures 8 à 11 représentent des diagrammes avec

différentes courbes caractéristiques à partir desquelles on peut déduire la coopération entre les différents éléments élastiques et correctifs intervenant dans l'embrayage à friction conforme à l'invention,

5 les Figures 12 et 13 montrent une autre possibilité d'agencement d'un embrayage à friction conforme à l'invention, la Figure 13 étant une vue en coupe faite suivant la ligne XIII de la Figure 12,

10 la Figure 14 est une vue en élévation de l'anneau d'actionnement utilisé dans l'embrayage à friction des Figures 12 et 13,

les Figures 15 à 17 montrent des détails d'un autre embrayage à friction comportant un moyen compensateur, les Figures 18 et 19 représentent des diagrammes avec

15 différentes courbes caractéristiques à partir desquelles on peut déduire la coopération du ressort annulaire de serrage et des appuis de garnitures de friction ainsi que l'effet résultant sur la variation de la force de débrayage de l'embrayage à friction,

20 la Figure 20 est une vue en élévation partielle d'un autre embrayage à friction conforme à l'invention, la Figure 20a est une vue en élévation partielle faite dans la direction de la flèche A de la Figure 20,

la Figure 21 est une vue en coupe faite suivant la ligne

25 XXI de la Figure 20,

la Figure 22 est une vue en élévation partielle d'un anneau d'actionnement utilisable dans un embrayage à friction tel que celui des Figures 20 et 21,

les Figures 23 et 24 montrent d'autres variantes de

30 réalisation d'embrayages à friction conformes à l'invention,

la Figure 25 est une vue en élévation d'un anneau d'actionnement qui serait utilisable dans un embrayage à friction conforme aux Figures 12 et 13 ou 20 et 21,

35 les Figures 26 et 27 représentent d'autres variantes

de réalisation d'embrayages à friction,  
la Figure 28 est une vue en élévation d'un embrayage  
à friction conforme à l'invention,  
la Figure 29 est une vue en coupe faite suivant la ligne  
5 II-II de la Figure 28,  
la Figure 30 est une vue en coupe faite suivant la ligne  
III-III de la Figure 28,  
la Figure 31 est une vue en coupe partielle faite suivant  
la ligne IV-IV de la Figure 28,  
10 la Figure 32 est une vue en élévation d'un anneau d'ac-  
tionnement utilisé dans l'embrayage à friction des Figures  
28 et 29,  
les Figures 33 et 34 montrent des détails d'autres formes  
de réalisation d'embrayages à friction selon l'invention,  
15 la Figure 35 représente un volant divisé en deux masses  
d'inertie, avec un amortisseur d'oscillations en torsion,  
ainsi qu'un embrayage à friction conforme à la présente  
invention, et  
les Figures 36 et 37 représentent un dispositif de trans-  
mission de couple comportant un embrayage à friction  
20 conforme à l'invention.

L'embrayage à friction 1 représenté sur les  
Figures 1 et 2 comporte un carter 2 et un disque de  
pression 3, relié de façon non tournante au carter mais  
25 pouvant cependant effectuer une translation axiale limi-  
tée. Il est prévu axialement entre le disque de pression  
3 et le couvercle 2 un ressort annulaire de serrage  
4, qui peut pivoter autour d'un palier de pivotement  
5 de forme annulaire porté par le carter 2 et qui solli-  
cite le disque de pression 3 en direction d'un plateau  
30 de contre-pression 6, relié rigidement au carter 2 par  
l'intermédiaire de boulons 6a, ce plateau de contre-  
pression pouvant être par exemple un volant, de sorte  
que les garnitures de friction 7 du disque d'embrayage  
35 8 seront serrées entre les surfaces de friction du

disque de pression 3 et le plateau de contre-pression 6.

5 Le disque de pression 3 est relié de façon non tournante au carter 2 par l'intermédiaire de lames  
élastiques 9, orientées dans une direction circonféren-  
tielle ou tangentielle. Dans l'exemple de réalisation  
représenté, le disque d'embrayage 8 comporte ce qu'on  
appelle des segments élastiques de garnitures 10 qui,  
comme cela est connu, assurent une augmentation progres-  
sive du couple lors de l'embrayage de l'embrayage à  
10 friction 1, par le fait qu'ils permettent, sur un décala-  
ge axial limité des deux garnitures de friction 7 en  
direction l'une de l'autre, une augmentation progressive  
des forces axiales agissant sur les garnitures de fric-  
15 tion 7. Et il est cependant possible d'utiliser également  
un disque d'embrayage dans lequel les garnitures de  
friction 7 seraient montées axialement pratiquement  
rigidement sur un disque porteur.

Dans l'exemple de réalisation représenté, le  
20 ressort annulaire 4 comporte un corps de base 4a de  
forme annulaire, recevant la force de serrage et duquel  
partent radialement vers l'intérieur des pattes d'action-  
nement 4b. Le ressort annulaire 4 est alors monté de  
telle sorte qu'il sollicite le disque de pression 3  
25 par des zones situées radialement plus à l'extérieur  
et qu'il puisse basculer autour du palier de pivotement  
5 par des zones situées radialement plus à l'intérieur.

Le palier de pivotement 5 comporte deux appuis  
de pivotement 11, 12, qui sont constitués dans ce cas  
30 par des anneaux en fil métallique et entre lesquels  
le ressort annulaire 4 est maintenu ou serré axialement.  
L'appui de pivotement 11 prévu sur le côté du ressort  
annulaire 4 qui est dirigé vers le disque de pression  
3 est sollicité axialement par une force en direction  
35 du carter 2 au moyen d'un accumulateur d'énergie 13.

L'accumulateur d'énergie 13 est constitué par un ressort annulaire ou par un composant 13 en forme de ressort annulaire, qui s'appuie par sa zone marginale extérieure 13a contre le carter 2 et qui sollicite axialement, par des parties situées radialement plus vers l'intérieur, l'appui de pivotement 11 en direction du ressort annulaire d'actionnement 4 et par conséquent également en direction du carter 2. Le ressort annulaire 13, prévu entre le disque de pression 3 et le ressort annulaire d'actionnement 4, comporte une zone marginale extérieure 13b de forme annulaire, du bord intérieur de laquelle font saillie radialement vers l'intérieur des pattes 13c qui s'appliquent contre l'appui de pivotement 11.

Pour le soutien du composant 13 en forme de ressort annulaire, il est prévu dans l'exemple de réalisation représenté sur le carter 2 des moyens additionnels 14 qui constituent un appui de pivotement pour le composant 13 en forme de ressort annulaire. Ces moyens additionnels peuvent être constitués par des pièces indépendantes 14 en forme de segments qui sont attachées ou rivées et qui peuvent être réparties uniformément sur le pourtour. Les moyens 14 peuvent cependant être constitués par une pièce intrinsèquement fermée et en forme d'anneau circulaire. En outre, les moyens de soutien 14 peuvent être créés directement par formage à partir du carter 2, par exemple par des empreintes créées dans une zone axiale du carter 2 ou bien par des parties en forme de pattes qui, après la mise en place et le serrage du composant 13 en forme de ressort annulaire, sont refoulées en dessous du bord extérieur de ce composant 13 par déformation de matière. En outre il peut exister entre les moyens de soutien 14 et le composant 13 en forme de ressort annulaire une liaison ou un verrouillage du type-baïonnette de telle sorte que le composant 13 en forme de ressort annulaire soit initialement

précontraint et que ses zones radialement extérieures puissent être appliquées axialement sur les moyens de soutien 14. Ensuite, en produisant une rotation correspondante du composant 13 en forme de ressort annulaire par rapport au carter 2, il est possible d'appliquer les zones d'appui du composant 13 contre les moyens de soutien 14. Les zones d'appui du composant en forme de ressort annulaire 13 peuvent être constituées à cet égard par des pattes faisant saillie radialement vers l'extérieur du corps de base 13b de forme annulaire.

Pour une sécurité antirotation du ressort annulaire d'actionnement 4 et le cas échéant du composant 13 en forme de ressort annulaire ainsi que pour un centrage des anneaux en fil métallique 11, 12, il est prévu sur le carter 2 des moyens de centrage, s'étendant axialement et se présentant sous la forme de rivets 15. Les rivets 15 comportent chacun une tige 15a s'étendant axialement, qui passe axialement à travers un évidement prévu entre des pattes adjacentes 4b du ressort annulaire et qui peut être maintenue en partie par des zones 13d formées sur la patte associée 13c du ressort annulaire 13.

Le composant en forme de ressort annulaire ou le ressort annulaire 13 est agencé comme un ressort formant détecteur, qui produit sur une distance de travail prédéterminée une force au moins dans l'essentiel approximativement constante. Ce ressort 13 permet d'absorber la force de débrayage agissant sur les extrémités 4c des pattes précitées, de sorte qu'il s'établit constamment un équilibre au moins approximatif entre la force produite lors du débrayage sur l'appui de pivotement 11 et la force antagoniste exercée par le ressort annulaire 13 sur cet appui de pivotement 11. Par l'expression "force de débrayage", on entend la force maximale qui est exercée, pendant l'actionnement de l'embraya-



ge à friction 1, sur les extrémités de pattes 4c ou bien sur les parties, formant leviers de débrayage, des pattes du ressort annulaire.

5 L'appui de pivotement 12 situé côté carter est monté par l'intermédiaire d'un moyen correctif ou d'adaptation 16 sur le carter 2. Ce moyen correctif ou d'adaptation 16 fait en sorte que, dans le cas d'un  
10 décalage axial des appuis de pivotement 11 et 12 en direction du disque de pression 3 ou bien en direction du plateau de contre-pression 6, il ne puisse se créer aucun jeu non intentionnel entre l'appui de pivotement 12 et le carter 2 ou bien entre l'appui de pivotement 12 et le ressort annulaire 4. On est ainsi assuré qu'il ne se produise pas de façon non intentionnelle une course  
15 à vide lors de l'actionnement de l'embrayage à friction 1, de sorte qu'on est assuré d'un rendement optimal et par conséquent d'un actionnement correct de l'embrayage à friction 1. Le décalage axial des appuis de pivotement 11 et 12 se produit lors d'une usure axiale sur  
20 les surfaces de friction du disque de pression 3 et du plateau de contre-pression 6 et également lors d'une usure des garnitures de friction 7. Le mode d'action du système de correction automatique du palier de pivotement 5 sera encore expliqué de façon détaillée en  
25 relation avec les diagrammes indiqués sur les Figures 8 à 11.

Le moyen correctif 16 comporte un élément correctif sollicité par ressort et se présentant sous la forme d'un composant annulaire 17, qui est représenté sur  
30 les Figures 3 et 4. Ce composant annulaire 17 comporte des rampes de contact 18, orientées dans une direction circonférentielle, inclinées axialement vers le haut et qui sont réparties sur le pourtour de ce composant 17. Ce composant correctif 17 est monté dans l'embrayage  
35 1 de telle sorte que les rampes de contact 18 soient

dirigées vers le fond 2a du carter. Sur le côté de l'élément correctif 17 qui est opposé aux rampes de contact 18, l'appui de pivotement 12, constitué par un anneau en fil métallique, est positionné de façon centrée dans un logement 19 en forme de rainure ( Figure 2 ). Le logement 19 peut être agencé à cet égard de telle sorte que l'appui de pivotement 12 soit également fixé dans une direction axiale sur l'élément correctif 17. Ce résultat peut par exemple être obtenu en faisant en sorte qu'au moins par endroits, les zones de l'élément correctif 17 qui sont adjacentes au logement 19 retiennent solidement l'appui de pivotement 12 ou bien forment une liaison par emboîtement pour l'appui de pivotement 12. Lors d'une utilisation de matériaux différents pour l'appui de pivotement 12 et l'élément correctif 17, il peut être judicieux, pour compenser les différences de dilatation se produisant pour de fortes variations de la température, que l'appui de pivotement 12 agencé sous la forme d'un anneau en fil métallique soit ouvert, c'est-à-dire qu'il soit divisé au moins en un endroit de son pourtour, afin de permettre un mouvement de l'anneau 12 par rapport au logement 19 dans une direction circonférentielle et de permettre ainsi une adaptation de l'anneau en fil métallique 12 au diamètre du logement 19.

Dans l'exemple de réalisation représenté, l'élément correctif 17 est réalisé en matière plastique, comme par exemple une matière thermoplastique résistant à la chaleur et qui peut additionnellement être encore renforcée par des fibres. En conséquence, l'élément correctif 17 peut être fabriqué d'une manière simple sous la forme d'une pièce moulée par injection. L'élément correctif 17 peut cependant être également fabriqué sous la forme d'une pièce profilée en tôle ou bien par frittage. En outre, lors d'une sélection correspondante

des matériaux, l'appui de pivotement 12 peut former une seule et même pièce avec l'élément correctif 17. L'appui de pivotement 11 peut être constitué directement par le ressort formant détecteur 13. A cet effet, 5 les extrémités des pattes 13c peuvent comporter des empreintes ou des déformations correspondantes, comme par exemple des moulures.

L'anneau correctif 17 est centré par les zones 15a, orientées axialement, des rivets 15 répartis uni- 10 formément sur le pourtour. A cet égard, l'anneau correctif 17 comporte des contours de centrage 20 qui sont constitués par des évidements s'étendant dans une direction circonférentielle et qui sont situés radialement à l'intérieur de l'appui de pivotement 11. Pour créer 15 des évidements 21, l'anneau correctif 17 comporte, dans une zone marginale intérieure, des protubérances 22 s'étendant radialement vers l'intérieur et qui délimitent radialement les contours intérieurs des évidements 21.

20 Comme le montre la Figure 3, il est prévu, en considérant une direction circonférentielle, respectivement cinq rampes de contact 18 entre les évidements 21 répartis uniformément. Les évidements 21 sont profilés dans une direction circonférentielle de telle sorte 25 qu'ils permettent, entre l'anneau correctif 17 et le carter 2, au moins un angle de rotation relative qui garantisse, dans toute la durée de service de l'embrayage à friction 1, une compensation corrective de l'usure se produisant sur les surfaces de friction du disque 30 de pression 3 et du plateau de contre-pression 6 et également sur les garnitures de friction 7. Cet angle de compensation corrective peut, en fonction de l'agencement des rampes de contact, avoir un ordre de grandeur compris entre 8 et 60 degrés, de préférence un ordre 35 de grandeur compris entre 10 et 30 degrés. Dans l'exemple

de réalisation représenté, cet angle de rotation relative est de l'ordre de 12 degrés, auquel cas l'angle d'application 23 des rampes de contact 18 est également de l'ordre de 12 degrés. Cet angle 23 est choisi de  
5 telle sorte que le frottement se produisant lors d'une application mutuelle des rampes de contact 18 de l'anneau correctif 17 et des rampes antagonistes 24 de l'anneau de soutien 25 représenté sur les Figures 5 et 6 empêche un patinage entre les rampes de contact 18 et  
10 24. En fonction de la paire de matériaux intervenant dans la zone des rampes de contact 18 et des rampes antagonistes de contact 24, l'angle 23 peut être compris entre 5 et 20 degrés.

L'anneau correctif 17 est sollicité par ressort  
15 dans une direction circonférentielle, et notamment dans la direction de rotation pour compensation corrective, c'est-à-dire dans la direction qui produit, par entrée en contact des rampes 18 avec les contre-rampes 24 de l'anneau de soutien 25, un décalage axial de l'anneau  
20 correctif en direction du disque de pression 3, c'est-à-dire qui produit dans une direction axiale un écartement par rapport à la partie radiale 2a du carter. Dans l'exemple de réalisation représenté sur les Figures 1 et 2, la sollicitation élastique de l'anneau correctif 17  
25 est assurée par au moins un ressort à branches 26 de forme annulaire, qui peut comporter par exemple deux spires et qui est pourvu à une de ses extrémités d'une branche 27 orientée radialement, qui est reliée de façon non tournante à l'anneau correctif 17, tandis que le  
30 ressort comporte à l'autre extrémité une branche 28 orientée axialement, qui est accrochée de façon non tournante sur le carter 2. Le ressort 27 est monté avec précontrainte élastique.

L'anneau de soutien 25 représenté sur les Figures  
35 5 et 6 est également constitué par une pièce de

forme annulaire, qui comporte des contre-rampes de contact 24 qui créent des surfaces complémentaires des surfaces délimitées par les rampes de contact 18, auquel cas les surfaces délimitées par les rampes de contact 18 et les contre-rampes de contact 24 peuvent également être congruentes. L'angle d'inclinaison 29 des contre-rampes de contact 24 correspond à l'angle d'inclinaison 23 des rampes de contact 18. Comme le montre une comparaison des Figures 3 et 5, les rampes de contact 18 et les contre-rampes de contact 24 sont réparties d'une manière analogue dans une direction circonférentielle. L'anneau d'appui 25 est relié de façon non tournante au carter 2. A cet effet, l'anneau de soutien 25 comporte sur sa périphérie des évidements 30 dans lesquels s'engagent les extrémités des rivets 15.

Sur la Figure 2, on a représenté par des lignes en trait interrompu un autre ressort à branches 26a de forme annulaire, qui peut être recourbé dans ses parties extrêmes, comme le ressort à branches 26, afin d'assurer une liaison non tournante avec d'une part le carter 2 et d'autre part l'élément correctif 17. Ce ressort 26a est également monté avec précontrainte élastique de telle sorte qu'une force de torsion soit exercée sur l'élément correctif 17. L'utilisation de deux ressorts à branches 26, 26a peut être avantageuse dans de nombreuses applications car, lors d'une rotation de l'embrayage à friction 1 sous l'effet de forces centrifuges agissant sur les ressorts 26 ou 26a, il se produit une amplification de la force des ressorts. Grâce à l'utilisation de deux ressorts à branches, il est possible de compenser l'amplification de force s'exerçant par exemple sur le ressort 26 au moyen de la force exercée par le ressort à branches 26a. A cet effet, les ressorts à branches 26 et 26a sont enroulés de telle sorte qu'ils produisent sur l'élément correctif 17,

au moins sous l'effet de forces centrifuges, des forces qui agissent en opposition mutuelle dans la direction circonférentielle. Les deux ressorts à branches 26, 26a peuvent comporter une ou plusieurs spires et en outre ces ressorts à branches 26, 26a peuvent avoir des diamètres de spires différents, comme cela est représenté sur la Figure 2, auquel cas les forces centrifuges agissant normalement sur les ressorts 26, 26a et qui produiraient des forces circonférentielles de grandeurs différentes sur l'élément correctif 17, peuvent être compensées, au moins approximativement, par un agencement correspondant des épaisseurs des fils métalliques et/ou par un choix correspondant du nombre de spires des différents ressorts 26, 26a. Sur la Figure 2, le ressort 26 est disposé radialement à l'intérieur de l'élément correctif 17 et le ressort 26a est disposé radialement à l'extérieur de cet élément correctif 17. Les deux ressorts pourraient cependant, dans un agencement correspondant, être également disposés radialement à l'intérieur ou radialement à l'extérieur de l'élément correctif 17.

Sur la Figure 7, le ressort à branches 26 est représenté en vue en plan. Dans l'état détendu du ressort à branches 26, les branches 27, 28 sont décalées d'un angle 31 qui peut avoir un ordre de grandeur compris entre 40 et 120 degrés. Dans l'exemple de réalisation représenté, cet angle 31 a un ordre de grandeur de 85 degrés. On a désigné par 32 la position relative de la branche 27 par rapport à la branche 28, que celle-ci occupe lorsque des garnitures de friction 7 neuves sont montées dans l'embrayage à friction 1. On a désigné par 33 la position de la branche 27 qui correspond à l'usure maximale admissible sur les garnitures de friction 7. L'angle de correction 34 a un ordre de grandeur de 12 degrés dans l'exemple de réalisation représenté. Le

ressort 26 est agencé de telle sorte que, dans l'état détendu de ce ressort 26, il existe seulement une spire de fil métallique 35 entre les deux branches 27, 28. Dans la zone restante du pourtour, deux spires sont situées axialement l'une au-dessus de l'autre. Le ressort 26a est agencé d'une manière analogue au ressort 26 mais il a cependant un plus grand diamètre de spire et une autre direction de précontrainte que celle de l'élément correctif 17 de la Figure 2. La force exercée par le ressort 26 sur l'anneau correctif 17 est cependant plus grande que celle exercée par le ressort 26a.

Dans l'état neuf des embrayages à friction 1, les rampes de contact 18 et les contre-rampes de contact 24 formant des protubérances axiales 18a, 24a s'engagent axialement au maximum l'une dans l'autre, ce qui signifie que les anneaux 17 et 25 situés l'un sur l'autre nécessitent pour leur montage un volume axial minimal.

Dans l'exemple de réalisation des Figures 1 et 2, les contre-rampes de contact 24, ou bien les protubérances en forme de bossages 24a les constituant, sont créées au moyen d'une pièce indépendante. Les contre-rampes de contact 24 peuvent cependant être directement créées par le carter 2, par exemple en formant par empreinte des protubérances qui peuvent pénétrer dans le volume délimité par le carter. L'opération d'empreinte est particulièrement avantageuse dans le cas de capteurs en tôle ou de couvercles qui sont réalisés d'une seule pièce.

Pour maintenir l'anneau de réglage 17, avant le montage de l'embrayage à friction 1, dans sa position rétractée, celui-ci comporte, dans la zone des protubérances 22, des zones 26 d'accrochage pour un moyen de retenue, qui peut s'appuyer par ailleurs contre le carter 2. Des moyens de retenue de ce genre peuvent être prévus

lors de la fabrication ou de l'assemblage de l'embrayage à friction 1 et être enlevés après le montage de l'embrayage à friction 1 sur le volant 6, de façon à permettre l'activation du dispositif correctif 16. Dans  
5 l'exemple de réalisation représenté, il est prévu à cet effet dans le couvercle ou le carter 2 des évidements 37 allongés dans une direction circonférentielle et il est prévu dans l'anneau correctif 17 un creux ou un décrochement 38. Les évidements allongés 37 répartis  
10 dans une direction circonférentielle doivent avoir à cet égard au moins une dimension telle que l'anneau correctif 17 puisse être tourné en rétraction en correspondance à l'angle correctif d'usure le plus grand possible. Egalement après l'assemblage de l'embrayage à friction 1, un outil peut être engagé axialement à travers  
15 les fentes 37 du couvercle et être introduit dans les évidements 38 de l'anneau correctif 17. Ensuite cet anneau 17 peut être tourné en rétraction au moyen de l'outil de telle sorte qu'il soit décalé en direction  
20 de la zone radiale 2a du carter 2 et qu'il prenne son espacement axial minimal par rapport à cette zone 2a. L'anneau correctif 17 est ensuite fixé dans cette position, par exemple au moyen d'une attache ou d'une goupille qui est engagée dans des évidements situés en coïncidence dans le couvercle et l'anneau correctif 17 et  
25 qui empêche une rotation relative de ces deux pièces. Cette goupille peut être enlevée après le montage de l'embrayage à friction 1 sur le volant 6 de telle sorte que, comme cela a déjà été précisé, le dispositif correctif 16 soit libéré. Les fentes 37 prévues dans le carter  
30 2 sont agencées de telle sorte que, lors du démontage ou après le démontage de l'embrayage à friction 1 par rapport au volant 6, l'anneau correctif 17 puisse être amené dans sa position rétractée. A cet effet, l'embrayage 1 est initialement débrayé de telle sorte que le  
35



ressort annulaire d'actionnement 4 n'exerce aucune force axiale sur l'appui de pivotement 12 et qu'ainsi une rotation correcte de l'anneau correctif 17 soit assurée.

5 On va maintenant décrire de façon plus détaillée, en relation avec les courbes caractéristiques indiquées dans les diagrammes des Figures 8 à 11, le mode de fonctionnement de l'embrayage à friction 1 conforme à l'invention.

10 La courbe 40 de la Figure 8 représente la force axiale produite en fonction de la variation de conicité du ressort annulaire 4, et notamment en cas de déformation de ce ressort annulaire 4 entre deux appuis, dont l'espacement radial correspond à l'espacement radial  
15 radialement extérieur 3a contre le disque de pression 3. En abscisses, on a porté le déplacement axial relatif entre les deux appuis et en ordonnées la force produite par le ressort annulaire. Le point 41 représente la position occupée par le ressort annulaire 4 quand l'embrayage 1 est fermé, c'est-à-dire la position dans laquelle le ressort annulaire 4 exerce, dans la position correspondante, la force maximale de serrage sur le disque de pression 3. Le point 41 peut être décalé vers le haut ou vers le bas le long de la courbe 40 par modification de la position conique de montage du ressort annulaire 4.  
25

La courbe 42 représente la force d'écartement axial qui est absorbée par les segments élastiques 10 d'appui de garnitures de friction, cette force agissant  
30 entre les deux garnitures de friction 7. Cette force d'écartement axial agit en opposition à la force axiale exercée par le ressort annulaire 4 sur le disque de pression 3. Il est avantageux que la force axiale pouvant être absorbée par déformation élastique des segments élastiques 10 corresponde au moins à la force exercée  
35

par le ressort annulaire 4 sur le disque de pression 3, cette force pouvant être avantageusement également plus grande. Lors d'un débrayage de l'embrayage à friction 1, les segments élastiques 10 se détendent, et  
5 notamment sur la distance 43. Sur cette distance 43, correspondant à un décalage axial correspondant du disque de pression 3, le processus de débrayage de l'embrayage 1 est assisté, ce qui signifie ainsi qu'on doit exercer une force maximale de débrayage qui est plus petite  
10 que celle qui correspondrait au point de montage 41 en cas de non-existence des segments élastiques 10 de soutien des garnitures de friction. Lors du dépassement du point 44, les garnitures de friction 7 sont libérées et, en correspondance à la zone décroissante de la courbe caractéristique du ressort annulaire 4, la force de  
15 débrayage devant encore être exercée est considérablement réduite par rapport à celle qui correspondrait au point 41. La force de débrayage de l'embrayage 1 décroît jusqu'à ce que le minimum ou le point bas 45 de la courbe caractéristique 40 de forme sinusoïdale soit atteint. Lors d'un dépassement du minimum 45, la force de débrayage nécessaire augmente à nouveau, la course de débrayage dans la zone des extrémités de pattes 4c étant choisie de telle sorte que, même en cas de dépassement du minimum  
20 45, la force de débrayage ne dépasse pas la force maximale de débrayage correspondant au point 44 mais reste de préférence en dessous de cette force. Ainsi le point 46 ne doit pas être dépassé.

Le ressort 13 servant de détecteur de force  
30 comporte une courbe course-force correspondant à la courbe 47 de la Figure 9. Cette courbe caractéristique 47 correspond à celle qui est produite quand la conicité du composant 13 en forme de ressort annulaire est modifiée à partir de la position détendue, et notamment  
35 entre deux appuis de pivotement, qui sont espacés radia-

lement l'un de l'autre d'une distance qui correspond à l'espacement radial entre les appuis de pivotement 11 et 14. Comme le montre la courbe caractéristique 47, le composant 13 en forme de ressort annulaire a une course élastique 48, dans laquelle la force axiale produite par lui reste pratiquement constante. La force produite dans cette zone 48 est alors choisie de telle sorte qu'elle corresponde au moins approximativement à la force de débrayage de l'embrayage correspondant au point 44 de la Figure 8. La force de soutien à exercer par le ressort formant détecteur 13 est réduite, par rapport à la force du ressort annulaire 4 correspondant au point 44, en correspondance au bras de levier ou rapport de transmission de ce ressort annulaire 4. Ce rapport de transmission est dans la plupart des cas d'un ordre de grandeur compris entre 1 : 3 et 1 : 5 mais cependant pour de nombreuses applications il peut être également plus grand ou plus petit.

Le rapport de transmission précité concernant le ressort annulaire correspond au rapport entre l'espacement radial de l'appui de pivotement 5 par rapport à l'appui 3a et l'espacement radial de l'appui de pivotement 5 par rapport au diamètre du cercle d'appui 4c, par exemple pour un palier de débrayage.

La position de montage de l'élément 13 en forme de ressort annulaire dans l'embrayage à friction 1 est choisie de telle sorte que cet élément puisse effectuer, dans la zone de l'appui de pivotement 5, une course élastique axiale en direction des garnitures de friction 7, cette course correspondant d'une part au moins à la course axiale d'adaptation corrective du disque de pression 3 en direction du plateau de contre-pression 6, qui résulte de l'usure des surfaces de friction et des garnitures de friction, et assurant également la génération d'une force axiale de soutien au moins appro-

ximativement constante pour l'appui de pivotement 5. Cela signifie que la zone linéaire 48 de la courbe caractéristique 47 devrait avoir au moins une longueur correspondant à la distance d'usure précitée, en étant de préférence supérieure à cette distance d'usure, car ainsi il serait également possible de compenser au moins partiellement des tolérances de montage.

Pour obtenir un point de libération 44, pratiquement constant ou défini, des garnitures de friction 7 lors du débrayage de l'embrayage à friction 1, il est possible d'utiliser ce qu'on appelle une suspension à double segment entre les garnitures de friction 7, c'est-à-dire une suspension de garnitures dans laquelle différents segments de ressorts sont prévus par paires dos à dos, les différentes paires de segments pouvant comporter une certaine précontrainte axiale les unes par rapport aux autres de telle sorte que la force axiale exercée au total par la suspension de garnitures corresponde au moins, quand le disque d'embrayage 8 n'est pas serré, à la force de débrayage s'exerçant, en correspondance au point 44, sur le ressort annulaire 4, en étant de préférence légèrement supérieure. Au moyen d'une précontrainte des moyens élastiques prévus entre les garnitures, on peut obtenir que les pertes se produisant sous l'effet d'une pénétration des segments dans le côté arrière des garnitures pendant la durée de service soient au moins dans l'essentiel compensées ou contrebalancées. Par l'expression "pertes dues à une pénétration", on entend des pertes résultant d'un enfoncement ou pénétration des segments dans le côté arrière des garnitures. Il est judicieux que la précontrainte dans la suspension élastique prévue entre les garnitures soit d'un ordre de grandeur de 0,3 mm à 0,8 mm, de préférence d'un ordre de grandeur de 0,5 mm. Par une limitation correspondante de la course élastique axiale entre

les deux garnitures de friction 7 et également par une précontrainte définie de la suspension élastique agissant entre les garnitures de friction, on peut en outre obtenir qu'au moins lors d'un débrayage de l'embrayage à friction 1, le plateau de pression 3 soit rétracté d'une distance définie 43 par la suspension élastique prévue entre les garnitures de friction. Pour obtenir une distance définie 43, la course axiale entre les garnitures de friction peut être limitée par des butées correspondantes aussi bien dans la direction de décontraction que dans la direction de contraction de la suspension élastique 10 des garnitures de friction. Comme suspensions élastiques de garnitures, on peut utiliser avantageusement, en relation avec la présente invention, des suspensions telles que celles qui sont connues par exemple d'après la demande de brevet allemand P 42 06 880.0, qui est expressément en relation avec l'objet de la présente demande de brevet.

Pour être assuré d'un fonctionnement optimal de l'embrayage à friction 1 ou bien du dispositif correctif assurant une compensation automatique de l'usure des garnitures de friction, il est évident que, en considérant la courbe 49 de force de débrayage de la Figure 10, les forces exercées initialement par la suspension élastique 10 de garniture de friction et le ressort formant détecteur 13 sur le ressort annulaire 4 et s'additionnant ainsi que la force exercée sur le ressort annulaire 4 seulement encore par le ressort formant détecteur 13 après l'écartement du disque de pression 3 par rapport aux garnitures de friction 7, soient plus grandes, mais cependant au moins égales, à la force de débrayage s'exerçant dans la zone 4c des extrémités des pattes du ressort annulaire et se modifiant pendant la course de débrayage en correspondance à la Figure 10.

Les considérations faites jusqu'à maintenant correspondent à une position de montage bien déterminée du ressort annulaire 4 et on n'a pas encore tenu compte d'une usure se produisant sur les garnitures de friction 7.

En cas d'une usure axiale, notamment des garnitures de friction 7, la position du disque de pression 3 est décalée en direction du plateau de contre-pression 6, de sorte qu'il se produit une modification de la conicité et par conséquent également de la force de serrage exercée par le ressort annulaire dans l'état embrayé de l'embrayage à friction 1, et notamment dans le sens d'une augmentation. Cette modification fait en sorte que le point 41 se déplace en direction du point 41' et que le point 44 se déplace en direction du point 44'. Sous l'effet de cette modification, l'équilibre de forces qui existait initialement lors du débrayage de l'embrayage 1 est supprimé dans la zone de l'appui de pivotement 11 existant entre le ressort annulaire d'actionnement 4 et le ressort formant détecteur 13. L'augmentation, provoquée par l'usure des garnitures, de la force de serrage exercée par le ressort annulaire sur le disque de pression 3 produit également une modification d'évolution de la force de débrayage dans le sens d'une augmentation. L'évolution de la force de débrayage ainsi engendrée est représentée sur la Figure 10 par la courbe en trait interrompu 50. Sous l'effet de l'augmentation de cette force de débrayage, il se produit, pendant le processus de débrayage de l'embrayage à friction 1, une réaction sur la force axiale exercée par le ressort formant détecteur 13 sur le ressort annulaire 4 de sorte que le ressort formant détecteur 13 se rétracte, dans l'essentiel dans la zone de l'appui de pivotement 5, d'une distance axiale correspondant dans l'essentiel à l'usure des garnitures de friction

7. Pendant cette phase de rétraction du ressort formant détecteur 13, le ressort annulaire 4 s'appuie contre la zone de sollicitation 3a du disque de pression 3 de sorte que ce ressort annulaire 4 a sa conicité qui est modifiée, de même qu'également l'énergie emmagasinée dans ce ressort, ou bien le couple emmagasiné dans celui-ci, et par conséquent également la force exercée par le ressort annulaire 4 sur l'appui de pivotement 11 ou bien le ressort formant détecteur 13 et sur le disque de pression 3. Cette modification se produit comme cela a été décrit en relation avec la Figure 8 dans le sens d'une diminution des forces exercées par le ressort annulaire 4. Cette modification se produit jusqu'à ce que la force axiale exercée par le ressort annulaire 4, dans la zone de l'appui de pivotement 11, sur le ressort formant détecteur 13 soit en équilibre avec la force antagoniste produite par le ressort formant détecteur 13. Cela signifie que, sur le diagramme de la Figure 8, les points 41' et 44' se déplaceront à nouveau en direction des points 41 et 44. Après que cet équilibre a été rétabli, le disque de pression 3 peut à nouveau être écarté des garnitures de friction 7. Pendant cette phase de compensation corrective de l'usure lors d'un processus de débrayage de l'embrayage à friction 1, l'élément correctif 17 du dispositif correctif d'usure 16 est déplacé en rotation par le ressort précontraint 26, de sorte qu'également l'appui de pivotement 12 est décalé en correspondance à l'usure des garnitures de friction et qu'on est ainsi assuré d'obtenir pour le ressort annulaire 4 un appui de pivotement 5 exempt de jeu. A la suite du processus de compensation d'usure, l'évolution de la force de débrayage correspond à nouveau à la courbe 49 de la Figure 10. Les courbes 50 et 51 de la Figure 10 représentent la course axiale du disque de pression 3 dans le cas où la force de

débrayage varie en fonction de la course en correspondance aux courbes 49, 50.

Sur le diagramme de la Figure 11, on a représenté graphiquement la variation de la force exercée, dans un processus de débrayage, sur le carter 2 ou bien sur le ressort 13, les valeurs extrêmes n'étant pas mises en évidence. A partir de la position embrayée correspondant à la Figure 1, le carter 2 et par conséquent également le disque de pression 3 sont soumis initialement à une force qui correspond au point de montage 41 ( Figure 8 ) du ressort annulaire 4. Pendant le processus de débrayage, la force axiale, exercée par le ressort annulaire 4 sur le carter 2 ou sur l'appui de pivotement 12 diminue en correspondance à la courbe 42 de la Figure 11, et notamment jusqu'au point 53. En cas de dépassement du point 53 dans la direction de débrayage, on obtiendrait, dans le cas d'un embrayage classique où le ressort annulaire est monté de façon pivotante en un point axialement fixe sur le carter, c'est-à-dire où l'appui de pivotement 11 est relié axialement de façon non souple avec le carter 2, une inversion axiale de direction d'action de la force exercée par le ressort annulaire 4 sur le carter 2 au niveau radial de l'appui de pivotement 5. Dans l'embrayage conforme à l'invention, dans la zone de l'appui de pivotement 5, l'inversion axiale de sens de la force produite par le ressort annulaire 4 est absorbée par le ressort formant détecteur 13. Lorsque le point 54 est atteint, le ressort annulaire 4 s'écarte de la zone de sollicitation 3a du disque de pression 3. Jusqu'au moins en ce point 54, le processus de débrayage de l'embrayage à friction 1 est assisté par la force axiale exercée par la suspension élastique 10 des garnitures de friction. La force exercée par cette suspension élastique 10 diminue à mesure que la course de débrayage augmente dans la zone 4c des extré-



mités de pattes ou bien à mesure que la course axiale de débrayage du disque de pression 3 augmente. La courbe 52 représente ainsi une résultante, se manifestant dans le processus de débrayage, entre d'une part la force de débrayage agissant dans la zone 4c des extrémités de pattes et d'autre part la force axiale exercée dans la zone radiale 3a sur le ressort annulaire 4 par la suspension élastique 10 des garnitures de friction. Lors d'un dépassement du point 54 dans la direction de débrayage, la force axiale exercée par le ressort annulaire 4 sur l'appui de pivotement 11 est contrebalancée par la force antagoniste exercée par le ressort annulaire 13 formant détecteur, ces deux forces étant en équilibre au moins après la décharge des garnitures de friction 7 par le disque de pression 3 et, lors de la poursuite du processus de débrayage, la force axiale exercée par le ressort formant détecteur 13 dans la zone de l'appui de pivotement 5 devient avantageusement un peu plus grande que la force de débrayage appliquée.

La zone partielle 55 de la courbe caractéristique 52 du diagramme de la Figure 11 montre que, quand la course de débrayage augmente, la force de débrayage ou bien la force exercée par le ressort annulaire 4 sur l'appui de pivotement 11 devient plus petite que la force de débrayage correspondant au point 54. La courbe en trait interrompu 56 correspond à un état de l'embrayage à friction 1 dans lequel une usure s'est produite dans une zone des garnitures de friction 7 mais où cependant aucune action corrective n'a été effectuée dans la zone de l'appui de pivotement 5. On peut voir également dans ce cas que la variation de la position de montage du ressort annulaire 4 qui est provoquée par l'usure engendre une augmentation des forces exercées sur le carter 2 et sur l'appui de pivotement 11 ou bien sur le ressort formant détecteur 13. Cela a notamment pour conséquence

que le point 54 est déplacé en direction du point 54', ce qui fait en sorte que, lors d'un nouveau processus de débrayage de l'embrayage à friction 1, la force axiale exercée par le ressort annulaire 4 sur le ressort formant détecteur 13 dans la zone de l'appui de pivotement 11 deviendra plus grande que la force antagoniste exercée par ce ressort 13, de sorte que le processus de compensation corrective décrit ci-dessus est produit par une expansion axiale du ressort formant détecteur 13. Par ce processus de compensation corrective, le point 54' est à nouveau décalé en direction du point 54, de sorte que l'état désiré d'équilibre est rétabli dans la zone du palier de pivotement 5 entre le ressort annulaire 4 et le ressort formant détecteur 13.

En pratique, l'action corrective décrite ci-dessus se déroule de façon continue ou bien par très petits échelons de telle sorte que les grands décalages de points et de courbes caractéristiques représentés sur les diagrammes en vue d'une meilleure compréhension de l'invention ne se produisent normalement pas.

Pendant la durée de service de l'embrayage à friction 1, il est possible que quelques paramètres fonctionnels ou points de fonctionnement soient modifiés. Ainsi par exemple, lors d'une manoeuvre incorrecte de l'embrayage à friction 1, il peut se produire une surchauffe de la suspension de garnitures 10, qui peut avoir pour conséquence une compression, c'est-à-dire une diminution de l'élasticité axiale de la suspension de garnitures 10. Au moyen d'un profilage correspondant de la courbe caractéristique 40 du ressort annulaire 4 et d'une adaptation correspondante de la courbe d'élasticité 47 du ressort formant détecteur 13, il est cependant possible d'obtenir un fonctionnement sûr de l'embrayage à friction. Une compression axiale de la suspension de garnitures 10 aurait seulement pour conséquence

que le ressort annulaire 4 prenne une position plus abaissée par rapport à la position représentée sur la Figure 1, auquel cas la force de serrage exercée par le ressort annulaire 4 sur le disque de pression serait un peu plus faible, comme cela est mis en évidence en relation avec la courbe caractéristique 40 de la Figure 8. En outre il se produirait une déformation axiale correspondante du ressort formant détecteur 13 et par conséquent un décalage axial correspondant de l'appui de pivotement 11.

Selon une autre particularité de l'invention, la force de soutien résultante qui agit sur le ressort annulaire d'actionnement 4 peut augmenter à mesure que l'usure des garnitures de friction 7 augmente. Cette augmentation peut alors être limitée à une partie de la course d'usure maximale admissible pour les garnitures de friction 7. L'augmentation de la force de soutien pour le ressort annulaire d'actionnement 4 peut alors être produite au moyen d'un agencement correspondant du ressort formant détecteur 13. Sur la Figure 9, on a représenté en trait interrompu, et désigné par la référence numérique 47a, un profil correspondant de la courbe caractéristique dans la zone 48. Au moyen d'une augmentation de la force de soutien pour le ressort annulaire d'actionnement 4 à mesure que l'usure augmente, il est possible de compenser au moins partiellement une diminution de la force de serrage exercée par le ressort annulaire d'actionnement 4 sur le plateau de pression 3, provoquée par une diminution d'efficacité de la suspension de garnitures de friction, par exemple à cause d'un enfoncement des segments dans les garnitures. Il peut alors être particulièrement avantageux que la force de soutien du ressort annulaire d'actionnement 4 augmente proportionnellement à la compression de la suspension de garnitures de friction ou bien proportion-

nellement à l'enfoncement des segments dans les garnitures de friction. Cela signifie que, lors de la réduction de l'épaisseur du disque dans la zone des garnitures, c'est-à-dire de la diminution de l'espacement  
5 entre les surfaces de friction des garnitures par suite de l'enfoncement des segments et/ou d'une compression de la suspension de garnitures et/ou de l'usure des garnitures, la force de soutien précitée doit augmenter. A cet égard, il est particulièrement avantageux que  
10 l'augmentation de force s'effectue de telle sorte que celle-ci soit plus grande dans une première zone partielle que dans une seconde zone partielle suivant la première, les deux zones partielles précitées étant situées à l'intérieur de la zone désignée par 48 sur la Figure  
15 9. Ce dernier agencement est avantageux car la plus grande partie de l'enfoncement précité se produisant entre les segments élastiques et les garnitures de friction se produit principalement pendant une petite période de temps par rapport à la durée totale de service de  
20 l'embrayage à friction et qu'ensuite les relations entre les segments élastiques et les garnitures de friction se stabilisent pratiquement. Cela signifie que, à partir d'un enfoncement déterminé, il ne se produira plus aucune variation importante en ce qui concerne cet enfoncement.  
25 Une augmentation de la force de soutien pour le ressort annulaire d'actionnement peut également se produire pour au moins une partie de l'usure des garnitures de friction.

Lors de la description précédente du processus  
30 de correction servant à compenser l'usure des garnitures de friction, les forces axiales exercées éventuellement par les lames élastiques 9 n'ont pas été prises en considération. Dans le cas d'une précontrainte des lames élastiques 9 dans le sens d'un écartement du disque  
35 de pression 3 par rapport aux garnitures de friction

7 correspondantes, c'est-à-dire dans le sens d'une compression du disque de pression 3 contre le ressort annulaire 4, il se produit une assistance du processus de débrayage. La force axiale exercée par les lames élastiques 9 s'additionne aux forces exercées par le ressort formant détecteur 13 et le ressort annulaire 4 ainsi qu'à la force de débrayage. Cela n'a pas été pris en considération lors de la description des diagrammes des Figures 8 à 11 en vue d'une meilleure compréhension.

La force totale sollicitant le ressort annulaire d'actionnement 4, dans l'état débrayé de l'embrayage à friction 1, pour l'appliquer contre l'appui à organes roulants 12 situé du côté du couvercle est produite par addition des forces qui seront exercées sur le ressort annulaire d'actionnement 4 par les lames élastiques 9, par le ressort formant détecteur 13 et par la force de débrayage existante. Les lames élastiques 9 peuvent alors se placer entre le couvercle 2 et le plateau de pression 3 de telle sorte que, quand l'usure des garnitures de friction 7 augmente, la force axiale exercée par les lames élastiques 9 sur le ressort annulaire d'actionnement 4 devienne plus grande. Ainsi par exemple sur la partie de courbe 48 de la Figure 9, et par conséquent également sur la course de compensation d'usure du moyen correctif 16, la force axiale exercée par les lames élastiques 9 peut varier en correspondance à la courbe 47b. La Figure 9 montre également que, à mesure que la course d'élasticité du ressort formant détecteur 13 augmente, il se produit une augmentation de la force de rappel exercée par les lames élastiques 9 sur le plateau de pression 3, cette force agissant également sur le ressort annulaire d'actionnement 4. Par une combinaison des variations de forces correspondant aux courbes caractéristiques 47b et à la courbe caractéristique du ressort annulaire, on obtient la variation

5 résultante de la force agissant axialement sur le ressort annulaire 4, et notamment dans le sens d'une application du ressort annulaire 4 contre l'appui de pivotement 12 situé du côté du couvercle. Pour obtenir une varia-  
10 tion correspondant à la courbe 47a, il est judicieux d'agencer le ressort annulaire formant détecteur de telle sorte qu'il ait une courbe caractéristique d'un profil correspondant à celui de la courbe 47c de la Figure 9. Par combinaison du profil de variation de  
15 force correspondant à la courbe 47c et du profil de variation de force correspondant à la courbe 47b, on obtient alors le profil de variation de force correspon-  
20 dant à la courbe 47a. Ainsi, au moyen d'une précontrainte correspondante des lames élastiques 9, il est possible de réduire la force de soutien à exercer par le ressort formant détecteur ou bien le profil de la force de sou-  
25 tien. Par un agencement et une disposition correspondants des lames élastiques 9, il est également possible de compenser au moins partiellement une diminution d'élas-  
30 ticité de la suspension de garnitures de friction et/ou un enfoncement des segments élastiques de garnitures de friction dans les garnitures. On peut ainsi faire en sorte que le ressort annulaire 4 conserve essentiel-  
35 lement le même point de fonctionnement ou le même domaine de fonctionnement de telle sorte que le ressort annulaire 4 exerce, pendant la durée de service de l'embrayage à friction, dans l'essentiel une force de serrage au moins approximativement constante sur le plateau de pression 3. En outre, lors de la conception de l'embrayage à friction, notamment du ressort formant détecteur 13 et/ou des lames élastiques 9, on doit tenir compte de la force axiale résultante produite par les ressorts compensateurs 26 et/ou 26a agissant sur l'élément correc-  
tif 17 et qui agit en sens opposé aux forces produites par le ressort 13 et/ou les lames élastiques 9.

Lors d'un agencement de l'embrayage à friction 1 avec des lames élastiques précontraintes 9, il faut encore tenir compte du fait que la force axiale exercée par le plateau de pression 3 sur les garnitures de friction 7 est influencée par cette précontrainte des lames élastiques 9. Cela signifie que, lors d'une précontrainte des lames élastiques 9 en direction du ressort annulaire d'actionnement 4, la force de serrage exercée par le ressort annulaire 4 sera réduite d'une valeur correspondant à la force de précontrainte des lames élastiques 9. Il s'établit ainsi, dans un embrayage à friction 1 de ce genre, un profil résultant de variation de la force de serrage du plateau de pression 3 ou des garnitures de friction 7, qui est obtenu par combinaison du profil de variation de la force de serrage du ressort annulaire 4 avec le profil de variation de tension des lames élastiques 9. Dans l'hypothèse que - en considérant le domaine de fonctionnement de l'embrayage à friction 1 - la courbe caractéristique 40 de la Figure 8 représente le profil résultant de variation de forces du ressort annulaire d'actionnement 4 et des lames élastiques précontraintes 9 quand l'embrayage à friction 1 est neuf, on obtiendrait, lors d'une diminution de l'espacement entre le plateau de pression 3 et le plateau de contrepression 6 par suite de l'usure des garnitures de friction, un décalage du profil de variation résultant dans le sens d'une diminution. Sur la Figure 8, on a représenté en trait interrompu une courbe 40a qui correspond par exemple à une usure totale de 1,5 mm des garnitures de friction. Sous l'effet de ce décalage de la courbe 40 en direction de la courbe 40a pendant la durée de service de l'embrayage à friction, il se produit une diminution de la force axiale exercée, lors du débrayage de l'embrayage à friction 1, par le ressort annulaire 4 sur le ressort formant détecteur 13, et notamment

à cause du couple antagoniste exercé, lors d'une augmentation de l'usure, par les lames élastiques 9 sur le ressort annulaire 4. Ce couple antagoniste est produit en fonction de l'espacement radial entre l'appui de pivotement 5 et le diamètre 3a du cercle de sollicitation entre le ressort annulaire d'actionnement 4 et le plateau de pression 3. Lors de la conception de l'embrayage à friction 1, il est particulièrement important de faire en sorte que l'augmentation de la tension des lames élastiques 9 résultant de l'usure des garnitures de friction soit plus petite que l'augmentation de la force de débrayage engendrée par la même usure des garnitures de friction et qui produit, pour le ressort formant détecteur 13, le pivotement nécessaire pour une compensation corrective d'usure. Autrement, la force de serrage exercée par le plateau de pression 3 sur les garnitures de friction 7 diminuerait dans l'état embrayé de l'embrayage à friction et il ne pourrait pratiquement plus s'effectuer de compensation corrective d'usure.

L'embrayage à friction 101 représenté sur les Figures 12 et 13 se différencie dans l'essentiel de l'embrayage à friction 1 représenté sur les Figures 1 et 2 par le fait que l'anneau correctif 117 est sollicité dans une direction circonférentielle par des ressorts hélicoïdaux 126. En ce qui concerne sa fonction et son mode d'action pour compenser l'usure des garnitures de friction, l'anneau correctif 117 correspond à l'anneau correctif 17 des Figures 2 à 4. Dans l'exemple de réalisation représenté, il est prévu trois ressorts hélicoïdaux 126 qui sont répartis uniformément sur le pourtour et qui sont précontraints entre le carter d'embrayage 2 et l'anneau correctif 117.

Comme cela ressort notamment de la Figure 14, l'anneau correctif 117 comporte sur son pourtour intérieur des saillies ou protubérances radiales 127, contre



lesquelles peuvent s'appuyer les ressorts hélicoïdaux 126, disposés avec une forme d'arc, par une de leurs extrémités en vue d'une sollicitation de l'anneau correctif 117. Les autres parties extrêmes des ressorts 126 s'appuient contre des butées 128 portées par le carter d'embrayage 2. Dans l'exemple de réalisation représenté, ces butées 128 sont constituées par des éléments de liaison en forme de boulons, qui sont reliés au couvercle 2. Ces butées 128 peuvent cependant être également constituées par des bossages axiaux qui forment une seule et même pièce avec le carter d'embrayage 2. Ainsi par exemple les butées 128 peuvent être constituées par des empreintes ou des bossages créés par refoulement axial de matière dans un carter en tôle 2. Comme le montrent notamment les Figures 13 et 14, l'anneau 117 peut être agencé sur son pourtour intérieur de telle sorte qu'au moins dans l'essentiel dans la zone d'étendue des ressorts 126 et de préférence également dans l'angle de torsion de l'anneau 117 nécessaire pour une compensation de l'usure, ou bien sur la course de détente des ressorts 126, il soit prévu un guide 129 qui assure un maintien axial et un soutien radial des ressorts 126. Les guides de ressorts 129 sont constitués, dans l'exemple de réalisation représenté, par des creux dont la section a dans l'essentiel une forme demi-circulaire et dont les surfaces de délimitation sont adaptées dans l'essentiel à la section des ressorts hélicoïdaux 126.

Un agencement de ce genre présente l'avantage que, dans le cas d'un embrayage à friction en rotation, on obtient un guidage correct des ressorts 126 de telle sorte que ceux-ci ne peuvent pas s'écarter axialement. Pour une fixation additionnelle des ressorts hélicoïdaux 126, il est possible, comme cela est représenté sur la Figure 13, de pourvoir le couvercle 2, dans sa zone marginale radialement intérieure, de déformations axiales

130 qui recouvrent les ressorts 126 dans une direction axiale. A la place de plusieurs déformations 130, le couvercle 2 peut également comporter un bord intérieur 130 orienté axialement et continu sur le pourtour. Le  
5 bord intérieur 130 peut servir à limiter le détensionnement du ressort annulaire 4.

Un guidage des ressorts correctifs 126 des Figures 12 à 14 présente l'avantage que, lorsque l'embrayage à friction 1 est en rotation, les spires individuelles des ressorts 126 peuvent s'appuyer radialement,  
10 sous l'effet des forces centrifuges, contre l'anneau correctif 117, auquel cas les forces d'actionnement exercées par les ressorts 126 dans une direction circonférentielle seront réduites ou même complètement supprimées à cause des résistances s'exerçant par frottement  
15 entre les spires des ressorts et l'anneau correctif 117. Ainsi lors d'une rotation de l'embrayage à friction 101, les ressorts 126 peuvent se comporter d'une manière pratiquement rigide ( par suite des forces de friction assistant l'action des ressorts ). On peut ainsi obtenir  
20 qu'au moins pour des vitesses de rotation supérieures à la vitesse de ralenti du moteur à combustion interne, l'anneau correctif 117 ne puisse plus être tourné par les ressorts 126.

On peut ainsi obtenir qu'il se produise une compensation de l'usure des garnitures de friction seulement lors d'un actionnement de l'embrayage à friction 101 pour la vitesse de ralenti du moteur ou tout au moins approximativement pour la vitesse de ralenti.  
30 Le blocage de l'anneau correctif d'usure 117 peut cependant être également effectué de telle sorte qu'il se produise une correction d'usure des garnitures de friction seulement quand le moteur est arrêté, c'est-à-dire quand l'embrayage à friction 101 ne tourne pas.

35 Un blocage du processus de correction d'usure

lors d'une rotation de l'embrayage à friction 1 ou bien lors d'un dépassement d'une vitesse de rotation déterminée peut également être avantageux dans une forme de réalisation selon les Figures 1 et 2. A cet effet, on peut  
5 par exemple prévoir sur le carter 2 des moyens qui exercent un blocage anti-rotation sous l'action d'une force centrifuge appliquée à l'élément correctif 17, et notamment en opposition à la force d'actionnement produite par les ressorts à branches 26 et/ou 26a. Les moyens  
10 de blocage peuvent alors être constitués par au moins un contrepoids, pouvant être refoulé radialement vers l'extérieur sous l'effet d'une force centrifuge, ce contrepoids s'appuyant par exemple contre le bord intérieur de l'anneau 17 et pouvant produire dans cette  
15 zone un frottement qui exerce sur l'anneau 17 un moment de retenue qui est plus grand que le moment de torsion exercé par les ressorts d'actionnement sur l'anneau 17.

Pour un soutien radial d'au moins une zone  
20 partielle de l'étendue des ressorts 126, on peut également prévoir des moyens de soutien qui sont supportés par le carter 2. Ces moyens de soutien peuvent, dans la forme de réalisation des Figures 12 et 13, former une seule et même pièce avec les butées 128. A cet effet,  
25 les butées 128 peuvent être réalisées avec une forme anguleuse de telle sorte qu'elles comportent chacune une zone s'étendant dans une direction circonférentielle et qui couvre au moins une partie de l'étendue d'un ressort 126. Ainsi au moins une partie des spires de  
30 ressort sont guidées et sont soutenues au moins dans une direction radiale.

Comme le montre la Figure 13, l'anneau en fil métallique 11 prévu sur la Figure 2 est supprimé et a été remplacé par des parties profilées 111 situées  
35 dans la zone des extrémités de pattes du ressort formant

détecteur 113. A cet effet, les pattes 113c ont été pourvues d'un profil sphérique dans une zone de leurs extrémités sur le côté dirigé vers le ressort annulaire d'actionnement 4.

5 Sur les Figures 15 à 17 est représentée une autre variante de réalisation d'un système correctif d'usure conforme à l'invention, où il est prévu à la place d'un anneau correctif de forme annulaire plusieurs  
10 éléments correctifs 217. Ces éléments correctifs sont répartis uniformément sur le pourtour du couvercle 202. Les éléments correctifs 217 sont constitués par des éléments en forme de boutons ou de rondelles, qui comportent une rampe de contact 218 s'étendant dans une direction circonférentielle et inclinée axialement vers  
15 le haut. Les éléments correctifs 217 de forme annulaire comportent un évidement ou trou central 219 qui est traversé par les appendices axiaux 215a en forme de broches supportés par le couvercle, de telle sorte que les éléments correctifs 218 de forme annulaire soient  
20 montés de façon tournante sur ces appendices 215a. Sur le couvercle 202, il est prévu des empreintes 225 qui forment des contre-rampes de contact 224 pour les rampes 218. Entre un élément correctif 217 et le couvercle 202, il est prévu un élément élastique 226 précontraint  
25 de telle sorte que l'élément correctif 217 soit sollicité dans le sens de rotation produisant une correction d'usure. L'élément élastique 226 peut, comme le montre la Figure 15, être disposé autour d'un appendice axial 215a, c'est-à-dire être agencé comme un ressort hélicoïdal. Dans les parties extrêmes d'un ressort 226, il  
30 est prévu des zones profilées, comme par exemple des pattes ou des branches servant à l'appui d'une extrémité de ressort contre le carter 202 et de l'autre extrémité du ressort contre l'élément correctif correspondant  
35 217. Lors d'un décalage axial du ressort annulaire 204

ou du ressort formant détecteur 213 dans une zone de l'appui de pivotement 205, les éléments correctifs 218 seront soumis à une torsion et le décalage sera compensé par un glissement de contact des rampes 218 contre les rampes 224.

Le soutien axial du ressort annulaire formant détecteur 213 contre le carter 202 est assuré au moyen de bossages 214, qui ont été formés à partir de la zone orientée axialement du carter 202 et qui ont été refoulés radialement vers l'intérieur en dessous des zones extérieures du ressort formant détecteur 213.

Les éléments correctifs 218 de forme annulaire présentent l'avantage de pouvoir produire une action de correction d'usure pratiquement de façon indépendante des forces centrifuges.

A la place des éléments correctifs 217, pouvant être tournés ou soumis à une torsion et représentés sur la Figure 14, on pourrait également utiliser des éléments correctifs individuels en forme de coins, qui pourraient être décalés dans une direction radiale et/ou dans une direction circonférentielle par rapport au système correctif d'usure. Ces éléments correctifs en forme de coins peuvent comporter un évidement allongé à travers lequel peut être engagé un appendice axial 215a en vue du guidage de l'élément correctif correspondant. Les éléments correctifs en forme de coins peuvent exercer une action corrective sous l'effet de la force centrifuge agissant sur eux. Cependant on peut également prévoir des accumulateurs d'énergie qui sollicitent les éléments correctifs en forme de coins dans une direction de correction d'usure. Pour un guidage correct des éléments correctifs en forme de coins, le carter 2 peut comporter des parties profilées. Les surfaces de coins des éléments correctifs, orientées avec un angle d'attaque déterminé par rapport à un plan perpen-

diculaire à l'axe de rotation de l'embrayage à friction, peuvent être prévues du côté du carter et/ou sur le côté du ressort annulaire d'actionnement. Lors de l'utilisation d'éléments individuels en forme de coins de ce genre, il est judicieux de les fabriquer en un matériau léger de façon à réduire au minimum les forces centrifuges agissant sur eux.

L'appariage de matériaux entre les pièces créant les rampes de compensation d'usure est avantageusement choisi de telle sorte que, pendant la durée de service de l'embrayage à friction, il ne puisse pas se produire entre les rampes de contact et les contre-rampes de contact une adhérence empêchant une compensation d'usure. Pour éviter une telle adhérence, au moins une des pièces précitées peut être pourvue d'un revêtement au moins dans la zone des rampes ou des contre-rampes. Au moyen de revêtements de ce genre, on peut éviter notamment une corrosion lors de l'utilisation de deux pièces métalliques. Une adhérence ou un collage entre les pièces formant les rampes de compensation d'usure peut en outre être évitée en réalisant les pièces s'appliquant l'une contre l'autre et formant les rampes et les contre-rampes en des matériaux ayant des coefficients de dilatation différents de telle sorte que, sous l'effet des variations de température se produisant pendant le fonctionnement de l'embrayage à friction, les surfaces situées en contact et constituant les rampes de compensation d'usure puissent effectuer un mouvement l'une par rapport à l'autre. Ainsi, les pièces formant les rampes de contact et les contre-rampes de contact peuvent être toujours maintenues mobiles l'une par rapport à l'autre. Ainsi il ne peut pas se produire une adhérence ou un collage entre ces pièces car, du fait des dilatations différentes, ces pièces restent constamment libres ou séparées l'une de l'autre.

Une séparation des rampes de correction d'usure peut également être obtenue par le fait que, à cause des résistances différentes et/ou des agencements différents desdites pièces, les forces centrifuges agissant sur ces pièces produisent des dilatations ou des mouvements différents, qui évitent en outre une adhérence ou un collage des pièces.

Pour éviter une liaison par adhérence entre les rampes de contact et les contre-rampes de contact, on peut également prévoir au moins un moyen qui, lors du débrayage de l'embrayage à friction ou bien lors d'une correction d'usure, exerce une force axiale sur le ou les éléments correctifs. A cet effet, l'élément correctif 17, 117 peut être accouplé axialement à un composant qui comporte des zones qui se décalent axialement lorsqu'il se produit de l'usure. Cet accouplement peut être établi notamment dans la zone de l'appui de pivotement 5, et notamment à l'aide du ressort annulaire d'actionnement 4 et/ou du ressort formant détecteur 13.

Sur le diagramme de la Figure 18 est représentée une courbe caractéristique 340 du ressort annulaire de serrage, qui comporte un point bas ou minimum 345, où la force exercée par le ressort annulaire de serrage est relativement faible (environ 450 Nm). La force maximale du ressort annulaire ayant la courbe caractéristique course-force 340 est de l'ordre de grandeur de 7 600 Nm. La courbe caractéristique 340 est produite par déformation d'un ressort annulaire entre deux appuis espacés radialement, et notamment, comme cela a été décrit pour la courbe caractéristique 40 de la Figure 8 et en relation avec le ressort annulaire 4.

La courbe caractéristique 340 de ressort annulaire peut être combinée avec une courbe caractéristique 342 de ressort de garnitures de friction. Comme le

montre la Figure 18, le profil de la courbe caractéristique course-force 342 des ressorts ou segments élastiques pour garnitures de friction se rapproche du profil de la courbe caractéristique 340 du ressort annulaire de serrage ou bien les deux courbes caractéristiques sont situées seulement à une faible distance l'une de l'autre de sorte que l'embrayage à friction correspondant peut être actionné avec une force très petite. Dans la zone d'action des ressorts de garnitures de friction, on déduit la force théorique de débrayage à partir de la différence entre deux points, situés verticalement l'un au-dessus de l'autre, des courbes 340 et 342. Une telle différence a été désignée par 360. La force de débrayage effectivement nécessaire est réduite du bras de levier ou rapport de transmission correspondant des éléments d'actionnement, comme par exemple des pattes du ressort annulaire. Cela a été également décrit en relation avec la forme de réalisation des Figures 1 et 2 et également en relation avec les diagrammes indiqués sur les Figures 8 à 11.

Sur la Figure 18, on a représenté en trait interrompu une autre courbe caractéristique 440 de ressort annulaire et d'actionnement, qui comporte un minimum ou un point bas 445, où la force exercée par le ressort annulaire est négative, c'est-à-dire qu'elle n'agit pas dans la direction d'embrayage de l'embrayage à friction correspondant mais dans la direction de débrayage. Cela signifie que, en cas de dépassement du point 461 pendant la phase de débrayage, l'embrayage à friction reste automatiquement ouvert. La courbe caractéristique 440 de ressort annulaire peut être associée à une courbe caractéristique de ressorts de garnitures de friction correspondant à la courbe 442.

Sur la Figure 19, on a représenté par les courbes caractéristiques associées 340 et 342 ou bien



440 et 442 le profil de variation de la force de débrayage à exercer, pour un débrayage de l'embrayage à friction correspondant, sur les leviers d'actionnement comme les pattes de ressort annulaire. Comme on peut le voir, 5 le profil de variation de force de débrayage 349, qui est associé aux courbes caractéristiques 340, 342, est constamment dans un domaine de valeurs positives de force, ce qui signifie que, pour maintenir l'embrayage dans l'état débrayé, une force doit être exercée constamment dans la direction de débrayage. Le profil de 10 variation de force de débrayage 449, qui est associé aux courbes caractéristiques 440 et 442, comporte une zone partielle 449a, dans laquelle la force de débrayage décroît initialement et passe ensuite du domaine positif au domaine négatif de sorte que l'embrayage à friction 15 correspondant ne nécessite aucune force de retenue dans l'état débrayé.

Dans la forme de réalisation d'un embrayage à friction 501 qui est représentée sur les Figures 20, 20a et 21, le ressort annulaire formant détecteur 20 513 est appuyé contre le couvercle d'embrayage 502 axialement par l'intermédiaire d'une liaison 514 du type-baïonnette. A cet effet, le ressort formant détecteur 513 comporte des pattes 513d, faisant saillie 25 radialement du pourtour extérieur du corps de base 513b de forme annulaire et qui s'appuient axialement contre des zones radiales 502a se présentant sous la forme de pattes créées par formage vers l'extérieur du matériau du couvercle. Les pattes 502a du couvercle 30 sont formées vers l'extérieur à partir de la zone marginale 502b du couvercle qui est orientée sensiblement axialement, et à cet égard il est avantageux que les pattes 502a soient créées initialement au moins en partie par une découpeure 502c ou 502d formée dans 35 le matériau du couvercle. Par un détournage au moins

partiel des pattes 502a, celles-ci peuvent être facilement déformées dans leur position de consigne. Comme le montre notamment la Figure 21, les pattes 502a et les branches ou languettes 513d sont adaptées les unes par rapport aux autres de telle sorte qu'un centrage du ressort formant détecteur 513 puisse s'effectuer par rapport au couvercle 502. Dans l'exemple de réalisation représenté, les pattes 502a sont pourvues à cet effet d'un petit décrochement axial 502e.

Pour assurer un positionnement correct du ressort formant détecteur 513 par rapport au carter 502 pendant la réalisation de la liaison de verrouillage 514 du type-baïonnette, il est prévu au moins trois pattes 502a, réparties avantageusement uniformément sur le pourtour du couvercle 502 et qui sont adaptées par rapport aux autres zones du couvercle de telle sorte que, après une rotation relative définie entre le ressort formant détecteur 513 et le couvercle 502, les pattes correspondantes 513d viennent s'appliquer contre une butée périphérique 502f, en évitant ainsi une autre rotation relative entre le ressort formant détecteur 513 et le couvercle 502. La butée 502f est constituée, dans l'exemple de réalisation représenté, comme le montre notamment la Figure 20a, par un rebord axial du couvercle 502. La Figure la montre en outre qu'au moins certaines, et de préférence les trois pattes 502a, créent une autre limitation de rotation 502g entre le couvercle 502 et les pattes 513d du ressort formant détecteur 513. Dans l'exemple de réalisation représenté, les mêmes pattes 502a constituent les sécurités antirotation 502f et 502g pour les deux sens de rotation. Les butées 502g évitant un déverrouillage entre le ressort formant détecteur 513 et le couvercle 502 sont constituées par des chanfreins axiaux, orientés dans une direction radiale, des pattes 502a. Au moyen

des butées périphériques 502f et 502g, on obtient un positionnement, défini dans une direction circonférentielle, du ressort formant détecteur 513 par rapport au couvercle 502. Pour une réalisation de la liaison de verrouillage 514, le ressort formant détecteur 513 est précontraint axialement en direction du couvercle 502 de telle sorte que les pattes 513d pénètrent axialement dans les découpures 502c et 502d et viennent se placer axialement au-dessus des appuis de couvercle 502a. Ensuite, le couvercle 502 et le ressort formant détecteur 513 peuvent être tournés l'un par rapport à l'autre jusqu'à ce que certaines des pattes 513d viennent s'appliquer contre les butées de limitation de rotation 502f. En outre, il se produit une détente partielle du ressort formant détecteur 513 de sorte que certaines des pattes 513d, considérées dans une direction circonférentielle, viennent se placer entre les butées correspondantes 502f et 502g et que toutes les pattes 513d s'appliquent contre les parties d'appui 502a situées du côté du couvercle. Avec l'agencement conforme à l'invention du verrouillage du type-baïonnette 514, on est assuré que, lors du montage de l'embrayage à friction 1, les pattes 513d ne viennent pas se placer à côté des appuis 502a situés du côté du couvercle.

Dans les exemples de réalisation qui ont été décrits jusqu'à maintenant, le corps de base, par exemple 513b, en forme d'anneau circulaire absorbant la force élastique proprement dite du ressort formant détecteur 513, est situé radialement à l'extérieur de la zone de sollicitation ou de la zone d'appui entre le plateau de pression et le ressort annulaire d'actionnement. Pour de nombreuses applications, il peut cependant être également judicieux que le corps de base en forme d'anneau circulaire du ressort annulaire formant

détecteur soit disposé radialement à l'intérieur du cercle de sollicitation entre le plateau de pression et le ressort annulaire d'actionnement. Cela signifie également que, pour une forme de réalisation telle que celle des Figures 1 et 2, le corps de base 13d, absorbant la force axiale de serrage du ressort formant détecteur 13, est prévu radialement à l'intérieur de la zone de sollicitation 3a entre le ressort annulaire d'actionnement 4 et le plateau de pression 3.

10 Dans la forme de réalisation des Figures 20 et 21, les contre-rampes de contact 524 situées du côté du couvercle sont constituées par des empreintes réalisées en forme de bossages dans le carter en tôle 502. En outre, dans cette forme de réalisation, les  
15 ressorts hélicoïdaux 526 comprimés entre le carter 502 et l'anneau correctif 517, sont guidés par des broches 528, formant une seule et même pièce avec l'anneau correctif 517 et s'étendant dans une direction circonférentielle. Ces broches de guidage 528 peuvent,  
20 comme le montre notamment la Figure 21, avoir en direction axiale une section allongée, qui est adaptée au diamètre intérieur des ressorts 526. Les guides 528 s'étendent au moins sur une zone partielle de l'étendue longitudinale des ressorts 526 à l'intérieur de ces  
25 derniers. En conséquence, au moins une partie des spires des ressorts est guidée et est soutenue au moins dans une direction radiale. En outre, un coudage ou une éjection des ressorts 526 dans une direction axiale peuvent être évités. Les broches 548 permettent de  
30 faciliter considérablement le montage de l'embrayage à friction.

Sur la Figure 22 est représenté en partie l'anneau 517 de compensation d'usure. Cet anneau correctif 517 comporte des protubérances 527 orientées radialement vers l'intérieur et qui portent les parties  
35

528 en forme de broches, orientées dans une direction circonférentielle et servant au guidage des ressorts hélicoïdaux 526. Dans l'exemple de réalisation représenté, les parties 528 de réception de ressorts forment  
5 une seule et même pièce avec l'anneau 517 en matière plastique qui est fabriqué par moulage par injection. Les zones de guidage de ressorts ou les zones de réception de ressorts 528 peuvent cependant être également constituées par des pièces indépendantes ou bien elles  
10 peuvent toutes êtres réunies sous la forme d'une seule pièce, la ou les pièces précitées étant reliées à l'anneau correctif 517, par exemple par l'intermédiaire d'un verrouillage par emboîtement. Ainsi toutes les parties de guidage 528 peuvent être constituées par  
15 un anneau ouvert le cas échéant sur le pourtour et qui est accouplé à l'anneau correctif 517 par l'intermédiaire d'au moins trois zones de liaison, de préférence sous la forme d'un verrouillage par emboîtement.

D'une manière analogue à ce qui a été décrit  
20 en relation avec les Figures 12 et 13, les ressorts hélicoïdaux 526 peuvent en outre s'appuyer additionally radialement, par exemple sous l'effet de forces centrifuges, contre des zones de profil correspondant du couvercle 502 et/ou de l'anneau correctif 517.

25 Les appuis prévus du côté du couvercle pour les ressorts hélicoïdaux 526 sont constitués par des nervures formées par le matériau du couvercle et s'étendant dans une direction axiale ou bien par des empreintes 526 formant des parois axiales. Ces zones d'appui  
30 526a prévues pour les ressorts 526 sont à cet égard avantageusement agencées de telle sorte que les extrémités correspondantes des ressorts soient guidées et soient ainsi empêchées de se décaler excessivement dans une direction axiale et/ou radiale.

35 Dans la forme de réalisation représentée sur

la Figure 23 pour un embrayage 601, le ressort formant détecteur 613 est situé sur le côté du carter 602 qui est opposé au plateau de pression 603. La disposition du ressort formant détecteur 613 à l'extérieur du volume  
5 intérieur du carter, qui reçoit le plateau de pression 603, permet de réduire la sollicitation thermique du ressort formant détecteur 613, de sorte que le risque de blocage de ce ressort 613 sous l'effet d'une sollicitation thermique excessive est évité. Egalement il  
10 se produit un meilleur refroidissement du ressort 613 sur le côté extérieur du carter 602.

Le soutien de l'appui de pivotement 611, prévu sur le côté du ressort annulaire d'actionnement 604 qui est opposé au couvercle est assuré par l'intermédiaire de rivets d'espacement 615, qui s'étendent axialement à travers les évidements correspondants du ressort annulaire 604 et du carter 602 et qui sont reliés axialement au ressort formant détecteur 613. Dans l'exemple  
15 de réalisation représenté, les rivets d'espacement 615 sont liés par rivetage au ressort 613. A la place de rivets d'espacement 615, on peut également utiliser d'autres moyens pour établir une liaison entre l'appui de pivotement 611 et le ressort formant détecteur 613. Ainsi par exemple le ressort formant détecteur 613  
20 pourrait comporter, dans une zone radialement intérieure, des pattes s'étendant axialement et qui soutiendraient l'appui de pivotement 611 par des zones radiales correspondantes ou même qui formeraient directement cet appui de pivotement 611 par des parties profilées correspondantes.  
25 30

Dans la forme de réalisation de la Figure 24, le ressort formant détecteur 713 s'étend radialement à l'intérieur de l'appui de pivotement 615 prévu pour le ressort annulaire d'actionnement 704. Le ressort  
25 formant détecteur 713 s'appuie par ses zones radialement

intérieures contre le couvercle 702 qui est pourvu à cet effet de pattes 715 s'étendant à travers de fentes ou évidements correspondants du ressort annulaire 704 et qui soutiennent axialement le ressort annulaire 713 formant détecteur. Conformément à une autre variante de réalisation, le ressort 713 pourrait également comporter dans sa zone marginale intérieure des pattes qui s'étendraient dans une direction axiale à travers des ouvertures correspondantes du ressort annulaire 704 et qui le soutiendraient du côté du couvercle.

L'anneau correctif d'usure 817 représenté sur la Figure 25 peut être utilisé dans un embrayage à friction conforme aux Figures 20 et 21. L'anneau correctif 817 comporte des protubérances 827 faisant saillie radialement vers l'intérieur. Les protubérances 827 comportent des appendices radiaux 827a, qui forment des zones de soutien pour les ressorts hélicoïdaux 826, comprimés dans une direction circonférentielle entre le couvercle d'embrayage et l'anneau correctif d'usure 817. Pour assurer le guidage et faciliter le montage des ressorts hélicoïdaux 826, il est prévu un anneau 528 qui est interrompu ou ouvert sur son pourtour extérieur. L'anneau 528 est relié aux protubérances radiales 827a. A cet effet, les protubérances 827a peuvent comporter des creux ou rainures s'étendant dans une direction circonférentielle et qui sont agencés de telle sorte qu'ils forment, en coopération avec l'anneau 528, une liaison par emboîtement. Les appuis prévus du côté du couvercle pour les ressorts de correction d'usure 826 sont constitués par des pattes axiales 826a du couvercle d'embrayage. Les pattes axiales 826a comportent chacune une encoche axiale 826b pour recevoir l'anneau 828. Les encoches 826b sont agencées à cet égard de telle sorte que l'anneau 828 ait, par rapport aux pattes 826a, une possibilité de

décalage axial au moins en correspondance à la course d'usure de l'embrayage à friction. A cet égard, il est particulièrement judicieux que les creux formés dans les protubérances radiales 827a pour recevoir l'anneau 828, et les encoches 826b soient, en les considérant dans une direction axiale, orientés en sens inverses, ou bien en d'autres termes, que les creux formés dans les protubérances 827a soient ouverts dans une des directions axiales et que les encoches 826b soient ouvertes dans l'autre direction axiale.

Dans la forme de réalisation d'un embrayage à friction 901 qui est représentée sur la Figure 26, le soutien du ressort annulaire d'actionnement 904 dans la direction de débrayage est assuré dans une zone centrale du corps de base 904a du ressort annulaire 904. Dans la forme de réalisation d'un embrayage à friction 901 qui est représentée sur la Figure 26, le soutien du ressort annulaire d'actionnement 904 dans la direction de débrayage est assuré dans une zone centrale du corps de base 904a du ressort annulaire 904. Radialement vers l'extérieur, le corps de base 904a s'appuie contre le plateau de pression 903 et il s'étend radialement vers l'intérieur au-dessus de l'appui de pivotement 905. Cela signifie que l'appui de pivotement 905 est éloigné relativement fortement du bord intérieur du corps de base 904a du ressort annulaire 905 ou bien des extrémités des fentes qui forment les pattes du ressort annulaire 904, et cela par comparaison aux embrayages à ressorts annulaires connus jusqu'à maintenant. Dans l'exemple de réalisation représenté, le rapport entre les largeurs radiales des zones du corps de base qui sont situées radialement à l'intérieur de l'appui de pivotement 905 et des zones du corps de base qui sont situées radialement à l'extérieur de l'appui de pivotement 905 est de l'ordre de



grandeur de 1 : 2. Il est judicieux que ce rapport soit compris entre 1 : 6 et 1 : 2. Avec un tel soutien du ressort annulaire d'actionnement 904, on peut éviter un endommagement ou une sollicitation excessive du corps de base 904a du ressort annulaire dans la zone de l'appui de pivotement 905.

Sur la Figure 26, on a en outre indiqué en trait interrompu une protubérance axiale 903a qui est prévue sur le plateau de pression 903. A l'aide de telles protubérances 903a prévues sur le plateau de pression 903, notamment dans la zone des bossages de l'appui 903b, il est possible d'assurer un centrage du ressort annulaire d'actionnement 904 par rapport à l'embrayage 901. Il est également possible d'obtenir un maintien du ressort annulaire d'actionnement 904 par rapport au couvercle 902 au moyen d'un centrage effectué de l'extérieur dans une direction radiale, de telle sorte qu'il est alors possible de supprimer les rivets ou têtes de centrage 915 représentés également sur la Figure 26. Bien que cela ne soit pas indiqué, le centrage ainsi réalisé de l'extérieur peut également être effectué par l'intermédiaire de taquets ou empreintes formés par refoulement du matériau du couvercle 902.

Dans l'embrayage à friction 901, le ressort formant détecteur 913 est agencé de telle sorte que le corps de base 913a produisant la force soit situé radialement à l'intérieur des bossages 903b. Pour assurer d'une part le soutien du ressort annulaire d'actionnement 904 et pour obtenir d'autre part un appui du ressort formant détecteur 913 sur le couvercle 902, ce ressort comporte des pattes ou languettes radiales qui s'étendent d'un côté radialement vers l'intérieur à partir du corps de base 913a et de l'autre côté radialement vers l'extérieur à partir du corps de base 913a.

Dans la variante de réalisation représentée sur la Figure 27 pour un embrayage à friction 1001, la force orientée en sens opposé à la force de débrayage de l'embrayage à friction ou à la force de pivotement du ressort annulaire d'actionnement 1004 est engendrée par un ressort formant détecteur 1013, qui est comprimé axialement entre le carter 1002 et le plateau de pression 1003. Dans une forme de réalisation de ce genre, le ressort annulaire d'actionnement 1004 n'est pas soutenu, dans la zone de pivotement ou de basculement 1005, par un appui de pivotement dans la direction de débrayage. L'application du ressort annulaire 1004 contre l'appui de pivotement ou l'appui de soutien 1012 prévu du côté du couvercle est assurée par la force de précontrainte du ressort formant détecteur 1013. Ce ressort formant détecteur est agencé de telle sorte que, pendant le processus de débrayage de l'embrayage à friction 1001, la force axiale exercée par ce ressort formant détecteur 1013 sur le ressort annulaire 1004 soit ou devienne plus grande que la force de débrayage de l'embrayage à friction 1001. On doit ainsi être assuré que, quand il n'existe aucune usure sur les garnitures de friction, le ressort annulaire 1004 reste constamment appliqué contre l'appui situé du côté du couvercle ou bien contre les appuis de pivotement 1012. A cet égard, il est nécessaire, d'une manière analogue à ce qui a été décrit précédemment en relation avec les autres formes de réalisation, d'établir un équilibre entre les différentes forces agissant et s'additionnant dans une direction axiale. Ces forces, qui sont produites par le ressort formant détecteur 1013, par la suspension de garnitures de friction, par les lames élastiques prévues éventuellement entre le plateau de pression 1003 et le carter 1002, par le ressort annulaire d'actionnement 1004,

par la force de débrayage de l'embrayage à friction 1001 et par les ressorts correctifs agissant sur l'anneau correctif d'usure 1017, doivent en correspondance être mises en équilibre.

5 L'embrayage à friction 1101 représenté sur les Figures 28 et 29 comporte un carter 1102 et un disque ou plateau de pression 1103, relié de façon non tournante au carter mais pouvant cependant effectuer une translation axiale limitée. Un ressort annulaire de serrage 1104 est  
10 comprimé axialement entre le disque de pression 1103 et le couvercle 1102 et il peut se déplacer par pivotement autour d'un appui de pivotement 1105 de forme annulaire qui est supporté par le carter 1102 de façon à solliciter le disque de pression 1103 en direction d'un plateau de  
15 contre-pression 1106, relié au carter 1102, comme par exemple un volant, de telle sorte que les garnitures de friction 1107 du disque d'embrayage 1108 soient serrées entre les surfaces de friction du disque de pression 1103 et le plateau de contre-pression 1106.

20 Le disque de pression 1103 est relié de façon non tournante au carter 1102 par l'intermédiaire de moyens d'articulation orientés dans une direction circonférentielle ou tangentielle et se présentant sous la forme de lames élastiques 1109. Dans l'exemple  
25 de réalisation représenté, le disque d'embrayage 1108 comporte ce qu'on appelle des segments élastiques 1110 pour garnitures de friction, qui assurent une augmentation progressive du couple lors de l'embrayage de l'embrayage à friction, par le fait qu'ils permettent, lors d'un  
30 décalage axial limité des deux garnitures de friction 1107 en direction l'une de l'autre, une augmentation progressive des forces axiales agissant sur ces garnitures de friction 1107. On pourrait cependant également utiliser un disque d'embrayage dans lequel les garnitures de  
35 friction 1107 seraient fixées axialement de façon

pratiquement rigide sur au moins un disque porteur et où on pourrait monter en un autre endroit les segments élastiques 1110 pour garnitures de friction, par exemple entre le ressort annulaire 1104 et le disque de pression 1103.

Dans l'exemple de réalisation représenté, le ressort annulaire 1104 comporte un corps de base 1104a de forme annulaire, qui exerce la force de serrage et duquel partent radialement vers l'intérieur des pattes d'actionnement 1104b. Le ressort annulaire 1104 est alors installé de telle sorte qu'il puisse solliciter le disque de pression 1103 par des zones situées radialement plus vers l'extérieur et qu'il puisse basculer autour de l'appui de pivotement 1105 par des zones situées radialement plus vers l'intérieur. L'appui de pivotement 1105 comporte deux zones d'appui de pivotement 1111, 1112, qui sont constituées dans ce cas par des anneaux en fil métallique et entre lesquelles est maintenu ou serré le ressort annulaire. Pour une fixation anti-rotation du ressort annulaire d'actionnement 1104 et pour un centrage ainsi que pour un maintien des anneaux en fil métallique 1111, 1112 par rapport au carter 1102, il est prévu des moyens de retenue se présentant sous la forme de rivets 1115 qui sont fixés sur le couvercle et qui s'étendent chacun par une tige 1115a orientée axialement à travers une découpure prévue entre des pattes adjacentes 1104b du ressort annulaire.

L'embrayage 1101 comporte un moyen correctif d'usure qui a pour fonction de compenser l'usure axiale sur les surfaces de friction du disque de pression 1103 et du plateau de contre-pression 1106 et sur les surfaces de friction des garnitures 1107, ce moyen correctif se composant d'un dispositif compensateur d'usure 1116, prévu entre le ressort annulaire de serrage 1104 et le disque de pression 1103, et également de moyens limiteurs 1117 ayant pour fonction de limiter la course de débrayage

du disque de pression 1103 et qui sont agencés sous la forme de détecteurs de distance d'usure.

Les moyens limiteurs 1117 agissant comme des détecteurs d'usure comportent chacun une douille 1118  
5 qui est engagée de façon non tournante dans un trou 1120 du disque de pression 1103. La douille 1118 forme une fente 1121 à travers laquelle s'étendent axialement deux lames élastiques 1122. Les lames élastiques 1122 s'appuient l'une contre l'autre et au moins une lame élastique est  
10 incurvée ; avantageusement les deux lames élastiques sont incurvées en sens inverses l'une de l'autre. Les lames élastiques 1122 sont montées dans la douille avec une précontrainte définie et elles peuvent ainsi subir un décalage par rapport à la douille 1118 dans la direction  
15 axiale de l'embrayage 1101 en opposition à une résistance prédéterminée exercée par frottement. La longueur axiale des lames élastiques 1122 est choisie de telle sorte que, quand l'embrayage à friction 1101 est embrayé, ces lames élastiques possèdent, par rapport à un composant axialement  
20 fixe de l'embrayage - dans l'exemple de réalisation représenté par rapport au bord extérieur 1123 du carter 1102 - un jeu défini 1124 qui correspond à la course prédéterminée de débrayage du disque de pression 1103. Quand l'embrayage à friction est embrayé, les lames  
25 élastiques 1122 peuvent s'appuyer, par leur extrémité 1122a opposée au carter 1102, contre le plateau de contre-pression 1106 de sorte qu'on est assuré que, en cas d'usure des garnitures de friction 1107, le disque de pression 1103 soit décalé axialement par rapport aux lames élastiques  
30 1122 en correspondance à cette usure des garnitures de friction, et notamment en opposition à l'effet de frottement se manifestant entre les lames élastiques 1122 et la douille 1118, qui se compose avantageusement d'une matière plastique ou d'un matériau à effet de frottement.

35 Dans l'exemple de réalisation représenté, le

trou 1120, dans lequel la douille 1118 est fixée par emmanchement aussi bien dans une direction axiale que dans une direction circonférentielle, est formé dans un bossage 1125 du plateau de pression, qui s'étend radialement vers l'extérieur et sur lequel est respectivement articulée une lame élastique 1109 par l'intermédiaire d'une liaison rivée 1109a. Un déplacement de la douille 1118 en direction du plateau de contre-pression 1106 peut également être évité du fait que la douille 1118 comporte, à son extrémité dirigée vers le carter 1102, une collerette 1118a par l'intermédiaire de laquelle elle peut s'appuyer contre le disque de pression 1103. Une éjection de la douille 1118 hors du trou 1120 en direction du carter ou du couvercle d'embrayage 1102 peut être évitée par le fait que, comme cela est indiqué en trait mixte sur la Figure 28, les lames élastiques 1109 sont accrochées en partie radialement sur la douille 1118 et le cas échéant elles sont additionnellement serrées axialement dans le trou 1120. Une rotation de la douille peut en outre être empêchée du fait que cette douille comporte une partie profilée, notamment un décrochement qui reçoit des zones 1119 des lames élastiques 1109 s'accrochant sur la douille.

Le dispositif 1116 de compensation d'usure comporte un composant compensateur sollicité par le ressort annulaire 1104 et se présentant sous la forme d'un anneau en tôle 1126 ayant une section en U et qui est représenté en vue en plan sur la Figure 32. Le composant compensateur 1126 comporte, sur le côté du fond 1127 qui est dirigé vers le ressort annulaire 1104, au moins une ou plusieurs saillies axiales 1128 de forme annulaire, qui sont réparties de préférence uniformément sur le pourtour et qui sont créées par des moulures formées par empreinte dans la tôle. Ces saillies 1128 en forme de segments font en sorte que, dans des zones situées entre des saillies 1128 adjacentes dans une direction circonférentielle, des passages radiaux

soient formés entre le corps de base 1104a du ressort annulaire et l'anneau compensateur 1126, ces passages permettant un écoulement d'air de refroidissement. Comme le montre notamment la Figure 29, l'anneau compensateur 1126 est centré par rapport au disque de pression 1103. A cet effet, le disque de pression 1103 comporte au moins un épaulement 1129, qui assure le centrage par rapport au disque de pression 1103 de la paroi radialement intérieure 1130, s'étendant axialement, de l'anneau compensateur 1126. L'épaulement 1129 peut être créé par une surface fermée s'étendant sur le pourtour ou bien cependant également par des surfaces en forme de segments qui sont espacées l'une de l'autre sur le pourtour. L'anneau compensateur 1126 comporte en outre une paroi 1131 radialement extérieure, s'étendant axialement et qui crée un volume libre 1126a de forme annulaire en coopération avec la paroi intérieure et le fond 1127. Radialement à l'extérieur, l'anneau compensateur 1126 comporte des pattes ou rebords radiaux 1132, qui constituent des butées coopérant avec des contre-butées 1133 des composants déplaçables axialement et se présentant sous la forme de lames élastiques 1122 du détecteur d'usure 1117. Les contre-butées 1133 sont constituées par des ergots formés sur les lames élastiques 1122, orientés radialement vers l'intérieur et s'accrochant sur les pattes 1132. Ainsi, le décalage axial de l'anneau compensateur 1126 dans une direction l'éloignant du disque de pression 1103, c'est-à-dire en direction du carter, est limité par les contre-butées 1133.

Entre l'anneau compensateur 1126 et le disque de pression 1103, il est prévu un dispositif d'adaptation 1134 qui, lors du débrayage de l'embrayage à friction 1101 et lors de l'existence d'une usure sur les garnitures de friction, permet une adaptation automatique de position de l'anneau compensateur 1126 alors que, lors de l'embrayage

de l'embrayage à friction, il agit de façon irréversible, c'est-à-dire avec effet de blocage, de sorte qu'on est assuré que, pendant la phase d'embrayage de l'embrayage à friction 1101, l'anneau compensateur 1126 conserve une  
5 position axiale définie par rapport au disque de pression 1103. Cette position définie peut seulement être modifiée pendant un processus de débrayage et en correspondance à l'usure qui s'est produite sur les garnitures de friction.

Le dispositif correctif d'usure 1134 comporte  
10 plusieurs paires de coins 1135, 1136, réparties de préférence uniformément sur le pourtour et qui sont engagées dans le volume libre 1126a de forme annulaire de l'anneau en tôle 1126. Les coins 1136 s'appuyant contre une surface 1137 de forme annulaire du disque de pression 1103 sont  
15 reliés de façon non tournante avec l'anneau en tôle 1126 mais ils peuvent cependant se déplacer en translation axiale. A cet effet, l'anneau en tôle 1126 comporte, dans une zone de ses parois 1130, 1131 s'étendant axialement, des parties profilées en forme de nervures 1138, 1139,  
20 qui créent dans une zone du volume libre 1126a des saillies s'engageant dans des creux ou rainures 1140, 1141, adaptés en correspondance, des coins 1136. Les rainures 1140, 1141 ou les saillies 1138, 1139 sont orientées dans la direction axiale de l'embrayage 1101. Comme le montre  
25 également la Figure 30, les coins 1135 sont engagés sensiblement axialement entre le fond 1127 de l'anneau en tôle 1126 et les coins 1136. Les coins 1135 et 1136 forment des rampes de contact ou d'application mutuelle 1142, 1143 s'étendant dans une direction circonférentielle,  
30 inclinées axialement vers le haut et par l'intermédiaire desquelles les coins 1135, 1136 correspondant à une paire s'appuient l'un contre l'autre. Les coins 1135 s'appuient d'autre part contre le fond 1127 de l'anneau 1126 et ils peuvent se déplacer dans une direction circonférentielle  
35 par rapport à cet anneau 1126. Les rampes de contact 1142,



1143 sont appliquées l'une contre l'autre. A cet effet, il est prévu des accumulateurs d'énergie se présentant sous la forme de ressorts hélicoïdaux 1144 dans le volume annulaire 1126a, ces ressorts s'appuyant par une extrémité  
5 contre un coin 1136 relié de façon non tournante à l'anneau 1126 et par leur autre extrémité contre un coin 1135 pouvant se déplacer dans une direction circonférentielle. Pour le maintien des accumulateurs d'énergie 1144, les coins 1135, 1136 comportent, à leurs extrémités dirigées vers  
10 les accumulateurs d'énergie correspondants, des saillies 1145, 1146 qui s'engagent dans les spires des ressorts et qui maintiennent ainsi leurs extrémités. Les ressorts 1144 sont en outre guidés par les zones de parois 1130, 1131 et le fond 1127 de l'anneau 1126.

15 Dans l'exemple de réalisation représenté, l'anneau compensateur 1126 est empêché de tourner par rapport au disque de pression 1103. A cet effet, il est prévu, comme le montre la Figure 31, sur le disque de pression 1103 des saillies axiales se présentant sous la forme de têtes  
20 1147, qui s'étendent axialement dans des évidements 1148 formés dans la zone des pattes 1132. Au moyen de cette sécurité antirotation, on est assuré que, pendant le fonctionnement de l'embrayage à friction, les zones de butée des pattes 1132 restent positionnées constamment  
25 en dessous des ergots 1133 de délimitation des lames élastiques 1122.

Dans l'exemple de réalisation représenté, les coins 1135, 1136 sont fabriqués en une matière plastique résistant à la chaleur, comme par exemple une matière  
30 duroplastique ou thermoplastique, qui peut encore être additionnellement renforcée par des fibres. En conséquence, les coins 1135, 1136 agissant comme des éléments correctifs d'usure peuvent être fabriqués d'une manière simple comme des pièces moulées par injection. Il peut cependant être  
35 également avantageux qu'au moins un des coins 1135, 1136

d'une paire soit fabriqué en un matériau à effet de friction, comme par exemple un matériau pour garnitures de friction. Les coins ou éléments correctifs d'usure 1135, 1136 peuvent cependant être réalisés également sous  
5 forme de pièces profilées en tôle ou bien des pièces frittées. L'angle d'inclinaison ainsi que l'étendue des rampes de contact 1142, 1143 sont choisis de telle sorte que, pendant toute la durée de service de l'embrayage à friction 1101, on soit assuré d'une compensation  
10 corrective de l'usure se produisant sur les surfaces de friction du disque de pression 1103 et du plateau de contre-pression 1106 et également sur les garnitures de friction 1107. L'angle de coin 1149 ou bien l'angle d'inclinaison 1149 des rampes de contact 1142, 1143 par  
15 rapport à un plan perpendiculaire à l'axe de rotation de l'embrayage à friction est choisi de telle sorte que, le frottement se produisant lors de l'application des rampes de contact 1142, 1143 l'une contre l'autre, un patinage entre lesdites rampes soit empêché. En fonction  
20 de l'appariage des matériaux dans la zone des rampes de contact 1142, 1143, l'angle 1149 peut avoir une valeur comprise entre 5 et 20 degrés, de préférence de l'ordre de grandeur de 10 degrés. Les coins 1135 déplaçables dans une direction circonférentielle sont disposés de telle  
25 sorte que les sommets desdits coins soient orientés dans le sens de rotation 1150.

L'application mutuelle des rampes de contact 1142, 1143 par les accumulateurs d'énergie 1144 ainsi que l'angle d'inclinaison 1149 sont choisis de telle  
30 sorte que la force axiale résultante agissant sur l'anneau correctif d'usure 1126 soit plus petite que la force nécessaire de translation du détecteur d'usure 1122 du moyen limiteur 1117.

En outre, lors de la conception du ressort  
35 annulaire 1104, on doit tenir compte du fait que la force

de serrage à exercer par ce ressort sur le disque de pression 1103 doit être augmentée d'une valeur correspondant à la force nécessaire de translation du détecteur d'usure 1122 et d'une valeur correspondant à la force de serrage des lames élastiques 1109 maintenues entre le couvercle 1102 et le disque de pression 1103. En outre, les différents composants doivent être conçus de telle sorte que l'usure de contact entre les détecteurs d'usure 1122 et le plateau de contre-pression 1106 ou bien entre les détecteurs d'usure et le carter 1103 reste faible par rapport à l'usure se produisant sur les garnitures de friction 1107.

Pour éviter un décalage non intentionnel entre les rampes de contact 1142, 1143 ou bien les éléments correctifs d'usure 1135, 1136 sur la Figure 30, il est possible de prévoir dans une zone d'au moins une des rampes de contact 1142, 1143 de petites saillies qui s'accrochent sur l'autre rampe. Les saillies peuvent alors être agencées de telle sorte qu'un déplacement pour correction d'usure soit possible tout en empêchant cependant un patinage des rampes l'une par rapport à l'autre. Il peut être particulièrement judicieux également que les deux rampes de contact 1142, 1143 comportent des saillies qui s'accrochent l'une dans l'autre. Ces saillies peuvent par exemple être créées par des parties profilées en forme de dents de scie ayant une très faible hauteur et permettant un décalage relatif des rampes 1142, 1143 seulement dans l'anneau de compensation d'usure. Un tel profilage a été représenté schématiquement sur la Figure 30 dans une zone partielle de l'étendue des rampes 1142, 1143 et il a été désigné par 1143a. Dans des applications où seulement une des rampes de contact 1142, 1143 comporte des saillies, celles-ci peuvent être agencées de telle sorte qu'elles aient une dureté plus grande que le matériau constituant l'autre

rampe de contact, afin qu'il puisse se produire au moins un léger enfoncement ou accrochage des saillies sur la rampe de contact contre laquelle elles s'appuient.

Pour empêcher que les lames élastiques 1122  
5 bombées ou ondulées perdent leur force de serrage par suite des températures très élevées se produisant dans le disque de pression 1103 lors du processus d'embrayage, les douilles 1118 sont fabriquées de préférence en un matériau ayant une petite conductibilité thermique et  
10 un grand coefficient de frottement. Les coins 1135, 1136 peuvent être constitués du même matériau.

Pour permettre un meilleur refroidissement de l'embrayage, notamment du disque de pression 1103, il est possible de prévoir dans ce disque de pression 1103  
15 des rainures orientées radialement, réparties sur le pourtour et dont une est représentée en trait interrompu sur la Figure 29 et est désignée par 1151. Ces rainures radiales 1151 sont disposées, en considérant une direction circonférentielle, entre respectivement deux paires de  
20 coins adjacentes et elles s'étendent entre l'anneau 1126 et le disque de pression 1103. Egalement dans la zone des ressorts 1144, l'anneau 1126 pourrait comporter des découpures axiales partant du fond 1127 de manière à créer des passages radiaux entre le ressort annulaire  
25 1104 et l'anneau 1126.

Pour augmenter la résistance à l'usure des différentes zones d'appui, les zones correspondantes peuvent être pourvues d'une couche résistant à l'usure, comme par exemple un revêtement de chrome dur, un  
30 revêtement de molybdène, ou bien on peut également prévoir dans les zones de contact des composants particulièrement résistant à l'usure. Ainsi, par exemple on peut prévoir sur les détecteurs d'usure 1122 des patins en matière plastique dans la zone d'appui contre le plateau de  
35 contre-pression 1106 et contre le carter 1102.

Les lames élastiques 1109 transmettant le couple au disque de pression 1103 sont serrées entre ce disque de pression 1103 et le carter 1102 de telle sorte que, lors du débrayage de l'embrayage à friction 1101, le disque de pression 1103 soit décalé en direction du carter 1102. On est ainsi assuré que pratiquement pendant toute la phase de débrayage ou bien jusqu'à l'entrée en action des moyens limitateurs 1117, l'anneau 1126 reste appliqué contre le ressort annulaire 1104.

La distance de débrayage de l'embrayage dans la zone des extrémités de pattes 1104c est judicieusement choisie de telle sorte que, quand l'embrayage est débrayé, le bord extérieur du ressort annulaire 1104 s'écarte d'une faible distance de l'anneau 1126. Cela signifie ainsi que, lors du débrayage de l'embrayage à friction 1101, le déplacement du ressort annulaire dans la zone diamétrale de sollicitation du disque de pression par le ressort annulaire 1104 est plus grand que la distance d'écartement 1124 du disque de pression 1103 qui est définie par les moyens limiteurs de course 1122.

La position relative, représentée sur la Figure 29, des différents composants correspond à l'état neuf de l'embrayage à friction. En cas d'usure axiale, notamment des garnitures de friction 1107, la position du disque de pression 1103 est décalée en direction du plateau de contre-pression 1106, de sorte qu'initialement il se produit une modification de la conicité, et par conséquent également de la force de serrage exercée par le ressort annulaire dans l'état embrayé de l'embrayage à friction 1101, et notamment avantageusement dans le sens d'une augmentation. Cette modification fait en sorte que la position axiale du disque de pression 1103 change par rapport aux détecteurs d'usure 1122 s'appuyant axialement contre le plateau de contre-pression 1106. Sous l'effet de la force exercée par le ressort annulaire

sur l'anneau 1126, cet anneau 1126 suit le déplacement axial du plateau de contre-pression 1103 qui est provoqué par l'usure des garnitures de friction, de sorte que les zones de butée 1132 de l'anneau 1126 s'écartent axialement des zones servant de contre-butées et se présentant sous la forme d'ergots 1133 sur les détecteurs d'usure 1122, cet écartement ayant notamment une valeur qui correspond dans l'essentiel à l'usure des garnitures de friction. L'anneau compensateur d'usure 1126 conserve sa position axiale par rapport au disque de pression 1103 pendant un processus d'embrayage car il sera sollicité par le ressort annulaire 1104 en direction du disque de pression 1103 et le dispositif 1134 de compensation d'usure est irréversible pendant le processus d'embrayage, c'est-à-dire qu'il agit comme un verrou axial. Lors du débrayage de l'embrayage à friction 1101, le disque de pression est sollicité en direction du carter 1102 par les lames élastiques 1109 et il est déplacé jusqu'à ce que les détecteurs d'usure 1122 viennent s'appliquer contre le carter 1102 ou contre les zones de butée 1123 de ce carter. Jusqu'à ce que soit atteinte cette distance de débrayage, qui correspond à la distance d'écartement du disque de pression 1103, la position axiale de l'anneau 1126 est conservée par rapport au disque de pression 1103. Lors d'une poursuite du processus de débrayage, le disque de pression 1103 reste axialement immobile alors que par contre l'anneau 1126 suit axialement le mouvement de débrayage du ressort annulaire dans la zone diamétrale de sollicitation, et notamment jusqu'à ce que les zones de butée 1122 de l'anneau 1126 entrent à nouveau en contact avec les zones de contre-butée 1133 des détecteurs d'usure 1122. Le décalage axial de l'anneau compensateur d'usure 1126 est produit par les coins 1135 qui sont sollicités par le ressort 1144. Ces coins 1135 seront déplacés dans une direction

circonférentielle par rapport aux coins 1136 jusqu'à ce que l'anneau 1126 soit serré contre les contre-butées 1133 des détecteurs d'usure 1122. Le mouvement d'écartement du disque de pression 1103 est assuré, dans l'exemple de réalisation représenté, par l'intermédiaire des lames élastiques 1109, qui sont disposées entre le carter 1102 et le disque de pression 1103 de telle sorte qu'elles soient soumises à une précontrainte axiale qui pousse le disque de pression 1103 en direction du carter 1102. Lorsque le ressort annulaire 1104 continue à pivoter dans la direction de débrayage, sa zone radialement extérieure s'écarte de l'anneau correcteur d'usure 1126 car ce dernier, comme cela a été déjà décrit, est maintenu axialement en retrait par rapport au disque de pression 1103 par les détecteurs d'usure 1122. Un tel écartement, tout au moins léger, du ressort annulaire 1104 par rapport à l'anneau correcteur d'usure 1126 pendant un processus de débrayage est particulièrement avantageux pour le fonctionnement du système correctif d'usure 1117 + 1134.

Le moyen correcteur d'usure 1117 + 1134 conforme à l'invention fait en sorte que la correction d'usure à l'aide de l'anneau 1126 s'effectue toujours, par l'intermédiaire des coins correcteurs 1135, 1136, en correspondance à la valeur d'usure des garnitures de friction. Cela est imputable au fait que l'anneau correcteur d'usure 1126 est serré axialement entre les moyens correcteurs se présentant sous la forme des coins 1135, 1136 et les détecteurs d'usure 1122, ce qui empêche que le composant compensateur se présentant sous la forme de l'anneau 1126, soit déplacé d'une distance plus grande que l'usure correspondante des garnitures de friction. En outre, grâce à l'agencement conforme à l'invention du moyen correcteur d'usure, on est assuré qu'également lors d'un dépassement de course dans la zone des moyens de débrayage, comme les pattes 1104b du ressort annulaire,

ou bien lors d'oscillations axiales du plateau de pression, il ne puisse s'effectuer aucun décalage du moyen correcteur d'usure 1117 + 1134 car le détecteur d'usure 1121 est également soutenu axialement, lors d'un  
5 choc important sur le carter 1102, par rapport au disque de pression 1103 au moyen du dispositif 1134 de compensation d'usure à effet d'autoverrouillage, le soutien précité étant notamment assuré par l'intermédiaire des contre-butées 1132. Ainsi, dans l'état  
10 débrayé de l'embrayage à friction, des forces axiales peuvent agir sur les détecteurs d'usure 1122 en direction du plateau de contre-pression 1106, ces forces étant plus grandes que les forces établissant la liaison entre les détecteurs d'usure 1122 et le disque de pression  
15 1103, sans que les détecteurs d'usure soient décalés axialement par rapport à ce disque de pression 1103.

Avec le moyen correcteur d'usure conforme à l'invention, on est assuré que, pendant toute la durée de service de l'embrayage, le ressort annulaire opère  
20 pratiquement dans le même domaine de courbes caractéristiques et comporte, dans l'état embrayé de l'embrayage à friction 1101, une position de serrage restant pratiquement constante, ce qui permet ainsi également l'application d'une force de serrage  
25 pratiquement constante sur le disque de pression 1103. Il est par conséquent possible d'utiliser un ressort annulaire ayant une courbe caractéristique décroissante de variation de la force en fonction de la distance de débrayage, et notamment avantageusement en combinaison  
30 avec un disque d'embrayage dont les garnitures de friction 1107 sont suspendues élastiquement les unes par rapport aux autres par l'intermédiaire de segments élastiques, de sorte que la force de débrayage à exercer effectivement peut être maintenue à un niveau comparativement bas et  
35 peut être conservée pratiquement constante pendant la



durée de service de l'embrayage, pour autant que la courbe caractéristique des ressorts de garnitures de friction ne varie pas sensiblement pendant la durée de service de l'embrayage. Lors du débrayage d'un tel embrayage à friction, le ressort annulaire 1104 pivote autour de son appui 1105 situé sur le couvercle, auquel cas, dans une zone partielle prédéterminée de la course axiale de débrayage du disque de pression 1103, les segments élastiques 1110 se détendent et ainsi la force axiale exercée par ces segments élastiques 1110 assiste le processus de débrayage de l'embrayage à friction 1101. Cela signifie ainsi qu'il faut exercer une plus petite force maximale de débrayage que celle qui résulterait théoriquement, dans l'état embrayé de l'embrayage 1101, de la position de montage du ressort annulaire 1104 et des lames élastiques 1109. Pour autant que la plage d'élasticité ou de détente des segments élastiques 1110 soit dépassée, les garnitures de frictions 1107 seront libérées, auquel cas, du fait de la décroissance de la zone correspondante de la courbe caractéristique dans laquelle le ressort annulaire 1104 opère, la force de débrayage encore à exercer sera déjà considérablement réduite par rapport à celle qui correspondrait au point d'installation ou à la position d'installation conforme à la Figure 29. Dans le cas d'une poursuite du processus de débrayage, la force de débrayage diminue encore, et notamment au moins jusqu'à ce que le minimum ou le point bas de la courbe caractéristique, de préférence sinusoïdale, du ressort 1104, soit atteint.

Le moyen de correction d'usure 1117 + 1134 représenté sur les Figures 28 et 29 peut avantageusement être agencé de telle sorte que, lors d'une rotation de l'embrayage à friction 1101, les différentes spires des ressorts correctifs d'usure 1144 viennent s'appuyer contre la paroi extérieure 1131 de l'anneau correctif 1126 et

que les forces d'actionnement exercées par les ressorts 1144 dans une direction circonférentielle soient réduites ou même complètement contrebalancées par suite des résistances engendrées par frottement entre les spires des ressorts et l'anneau correctif d'usure 1126. Les ressorts 1144 peuvent ainsi, lors d'une rotation de l'embrayage à friction 1101, se comporter d'une manière pratiquement rigide par suite des forces de frottement qui empêchent l'action des ressorts. En outre, les coins correctifs d'usure 1135 peuvent, sous l'effet des forces centrifuges agissant sur eux, s'appuyer radialement également contre la paroi 1131 de l'anneau correctif d'usure 1126 et être empêchés de tourner par les forces de frottement engendrées entre les coins 1135 et l'anneau correctif d'usure 1126. On peut ainsi obtenir qu'au moins dans des plages de vitesses de rotation supérieures à la vitesse de ralenti du moteur à combustion interne, le dispositif compensateur d'usure 1134 ne soit pas tourné par les ressorts 1144. Ainsi l'embrayage à friction 1101 peut être agencé de telle sorte qu'il se produise une compensation de l'usure des garnitures de friction seulement lors de l'actionnement de l'embrayage à friction 1101 à la vitesse de ralenti ou tout au moins approximativement à cette vitesse de ralenti. Le blocage de l'anneau correctif d'usure 1126 peut cependant être obtenu par un agencement correspondant du dispositif compensateur d'usure 1134 de telle sorte qu'une correction de l'usure des garnitures de friction puisse se produire seulement quand le moteur à combustion interne est à l'arrêt, c'est-à-dire quand l'embrayage à friction 1101 ne tourne pas, ou bien cependant pour de très petites vitesses de rotation.

L'appariage de matériaux entre les composants

1135, 1136 formant les rampes de correction d'usure et également le matériau des composants coopérant avec les pièces précitées est avantageusement choisi de telle sorte que, pendant la durée de service de l'embrayage à friction, il ne puisse pas se créer une adhérence, empêchant une action corrective d'usure, entre les rampes et les composants coopérant avec elles. Pour éviter une telle adhérence, au moins un des composants précités peut être pourvu d'un revêtement approprié au moins dans la zone des rampes ou des surfaces d'appui.

Pour éviter une liaison par adhérence entre les rampes de contact et les contre-rampes de contact, on peut également prévoir au moins un moyen qui, lors d'un débrayage de l'embrayage à friction ou bien lors d'une compensation d'usure des garnitures de friction, exerce une force axiale sur le ou les éléments correctifs d'usure, cette force produisant une séparation ou un détachement des rampes.

Dans l'état neuf de l'embrayage à friction 1101, c'est-à-dire dans l'état que comporte l'embrayage avant d'être fixé, avec interposition du disque d'embrayage 1108, sur le plateau de contre-pression 1106, les coins 1135 sont situés, par rapport à la position indiquée sur la Figure 30, dans une position encore rétractée par rapport aux coins 1136, de sorte que l'anneau correctif d'usure 1126 occupe sa position rétractée au maximum en direction du disque de pression 1103 et qu'ainsi l'ensemble constitué par le disque de pression 1103 et l'anneau correctif d'usure 1126 nécessite le plus petit volume axial d'installation. Pour maintenir les coins 1135, avant le montage de l'embrayage à friction 1101, dans leur position rétractée, ces coins 1135 comportent des zones d'accrochage, sous la forme d'évidements 1152, pour un moyen de retenue. De tels moyens de retenue peuvent être prévus lors de la

5 fabrication ou de l'assemblage de l'embrayage à friction  
1101 et, après le montage de l'embrayage à friction 1101  
sur le volant 1106, ils seront enlevés de sorte que le  
dispositif correctif d'usure 1134 pourra être actionné.  
10 Dans l'exemple de réalisation représenté, comme le  
montrent les Figures 30 et 32, il est prévu dans l'anneau  
correctif d'usure 1126 des fentes allongées 1153,  
orientées dans une direction circonférentielle et à l'aide  
desquelles les zones d'accrochage des moyens de retenue,  
15 ou de l'outil de torsion, peuvent passer pour s'engager  
dans les creux 1152. Les évidements allongés 1153 orientés  
dans une direction circonférentielle doivent alors avoir  
au moins une étendue qui corresponde à une rotation dans  
la direction circonférentielle en relation avec le plus  
20 grand angle possible de correction d'usure par les coins  
1135. Dans un état neuf de l'embrayage à friction, les  
coins 1135, maintenus dans leur position rétractée dans  
la direction circonférentielle, peuvent être bloqués  
dans cette position par les détecteurs d'usure 1122,  
25 qui fixent l'anneau correctif d'usure 1126 dans sa  
position rétractée. Les liaisons qui s'établissent  
automatiquement entre les détecteurs d'usure 1122 et  
le disque de pression 1103 doivent être conçues de telle  
sorte que la force nécessaire de translation servant  
à décaler les détecteurs d'usure 1122 par rapport au  
30 disque de pression 1103 soit plus grande que la force  
résultante agissant sur l'anneau 1126 et qui est produite  
par les ressorts 1144 sollicitant les coins 1135.

30 Dans l'exemple de réalisation des Figures 28  
et 29, les rampes 1143 peuvent également être formées  
directement par l'anneau 1126, par exemple au moyen d'une  
empreinte de surfaces inclinées 1143, auquel cas l'anneau  
1126 doit ensuite être tourné par les ressorts 1144 par  
rapport au disque de pression 1103. Dans une telle forme  
35 de réalisation, les coins 1136 sont reliés de façon non

tournante au disque de pression 1103 ou bien ils sont formés directement sur celui-ci. En outre, dans une telle forme de réalisation, les butées agencées sous la forme des pattes 1132 doivent être allongées dans une direction

5 circonférentielle en correspondance à l'angle nécessaire de rotation de l'anneau 1126 pour correction d'usure, afin d'assurer le maintien d'une délimitation axiale entre les détecteurs d'usure 1122 et l'anneau 1126 pendant la durée de service de l'embrayage à friction. Dans la

10 forme de réalisation décrite en dernier, l'anneau correcteur d'usure 1126 peut également, quand l'embrayage à friction 1101 est installé, être tourné de manière simple à partir d'une position située radialement à l'extérieur, et notamment par l'intermédiaire des pattes

15 de butée 1132, s'étendant dans une direction circonférentielle et qui sont accessibles par l'intermédiaire de passages radiaux prévus dans la périphérie extérieure du carter d'embrayage 1102. Ces passages radiaux peuvent notamment recevoir également

20 les bossages 1125 de transmission de couple du disque de pression 1103 ainsi que les lames élastiques 1109. Le moyen de compensation correctif d'usure conforme à l'invention présente en outre l'avantage que son principe peut aussi être appliqué à ce qu'on appelle des embrayages

25 à friction opérant en traction et dans lesquels le ressort annulaire s'appuie de façon pivotante par une zone marginale radialement extérieure contre un couvercle et sollicite par des zones marginales situées radialement plus à l'intérieur le disque de pression. Un embrayage

30 de ce genre a été représenté sur la Figure 33. Entre le ressort annulaire 1204 et le disque de pression 1203, il est prévu un dispositif 1234 de compensation d'usure qui peut être agencé d'une manière analogue à celui qui a été décrit en relation avec les Figures 28 et 29.

35 L'anneau correctif 1226 coopère à nouveau avec des

détecteurs d'usure 1222 par l'intermédiaire d'éléments formant détecteurs 1217. L'adaptation des détecteurs d'usure 1222 par rapport au disque de pression 1203 est assurée par application des zones de butée 1222a contre  
5 le carter ou le couvercle 1202. Les détecteurs d'usure 1222 portent à nouveau des butées 1233 qui limitent la course axiale du disque de pression 1203 lors d'un processus de débrayage. Pour permettre un fonctionnement correct du moyen correctif d'usure de la Figure 33,  
10 l'anneau 1226 comporte au moins une légère possibilité de mouvement axial par rapport aux détecteurs d'usure 1222. Ce résultat peut être obtenu en prévoyant une liaison correspondante de butée 1233a avec du jeu entre les détecteurs d'usure 1222 et l'anneau 1226 ou bien  
15 cependant également en faisant en sorte que l'anneau 1226 comporte des zones radiales 1226a qui sont élastiquement déformables dans une direction axiale, c'est-à-dire qui possèdent une flexibilité élastique.

Dans l'exemple de réalisation représenté sur  
20 la Figure 34, les éléments détecteurs d'usure 1317 sont engagés directement dans le corps de base du disque de pression 1303. Les détecteurs d'usure 1322 comportent des zones de butée 1322a, qui coopèrent avec des zones 1323 du couvercle qui constituent des contre-butées.  
25 Les zones 1323 du couvercle forment une seule et même pièce avec un moyen de fixation 1302a par l'intermédiaire duquel le ressort annulaire 1304 est monté de façon pivotante sur le couvercle 1302. Dans l'exemple de réalisation représenté, les moyens de fixation ou de  
30 maintien 1302a sont constitués par des pattes solidaires du matériau du couvercle et qui s'étendent axialement à travers le ressort annulaire 1304. Radialement à l'extérieur des détecteurs d'usure 1317 prévus dans une zone radiale du corps de base 1304a du ressort  
35 annulaire, il est prévu le dispositif 1334 de com-

pensation d'usure.

Avec l'agencement conforme à l'invention d'un embrayage à friction, on peut obtenir non seulement une augmentation de la durée de service de l'embrayage par incorporation de garnitures de friction plus épaisses, c'est-à-dire par une augmentation du volume axial d'usure des garnitures, mais également on peut notamment obtenir une réduction des forces de débrayage, et en particulier par utilisation d'un accumulateur d'énergie comportant une courbe caractéristique force-course qui est décroissante sur la distance de débrayage de l'embrayage à friction, en combinaison avec au moins un moyen élastique agissant en sens opposé de l'accumulateur d'énergie agissant sur le plateau de pression et qui assure, lors d'un embrayage et d'un débrayage de l'embrayage à friction, une augmentation ou réduction graduelle du couple pouvant être transmis par l'embrayage à friction sur au moins une zone partielle de la course d'actionnement de l'embrayage ou de la course du plateau de pression. Ce moyen élastique est avantageusement disposé en série avec le ressort de serrage, comme par exemple un ressort annulaire, de l'embrayage à friction. Il est ainsi possible d'obtenir, avec l'agencement conforme à l'invention d'un embrayage à friction, une réduction importante de la force de débrayage ; cette réduction est conservée ou reste invariante pendant la durée de service de l'embrayage à friction, ce qui signifie qu'on obtient une bande de tolérance comparativement étroite. En outre, dans des embrayages à friction conformes à la présente invention, il est possible d'utiliser des ressorts annulaires qui ont des courbes caractéristiques force-course ayant une pente relativement forte dans le domaine de travail. Des ressorts annulaires de ce genre provoqueraient, dans des embrayages conventionnels, une très forte

augmentation de la force de débrayage en cas d'usure des garnitures de friction.

5 Dans des embrayages ne comportant pas le système correctif d'usure conforme à l'invention, le point 41 ( Figure 8 ) correspondant à l'état embrayé de l'em-  
brayage à friction se déplace, à mesure que l'usure des garnitures de friction augmente, le long de la  
10 courbe 40 en direction du maximum 41a. Jusqu'en ce point 41a, il se produit pendant un processus de débrayage une diminution de la force de débrayage mais cependant au total le niveau d'évolution de la force de débrayage augmente par rapport à l'évolution de la  
15 force de débrayage dans l'état neuf de l'embrayage à friction. Cela signifie par conséquent que la zone 43 progresse vers la gauche jusqu'à ce que le point 41 entre en coïncidence avec le maximum 41a. Le point 44 se déplace en correspondance le long de la courbe caractéristique 40. En cas d'augmentation de l'usure des garnitures de friction, le point d'intervention  
20 du ressort annulaire d'actionnement, correspondant à l'état embrayé de l'embrayage à friction, se déplace graduellement depuis le maximum 41a en direction du point 41b, de sorte que la force de serrage exercée par le ressort annulaire diminue graduellement. La  
25 force de serrage exercée par le ressort annulaire d'actionnement au point 41b correspond à la force de serrage exercée au point 41 dans l'état neuf de l'embrayage à friction. Aussitôt que le maximum 41a est dépassé, il se produit pendant le processus de débrayage et  
30 au moins dans une zone partielle de la course d'actionnement de l'embrayage, une augmentation de la force de débrayage. Lors d'une atteinte de la course maximale admissible d'usure ou du point d'usure 41b, il se produit dans toute la course de débrayage 43a une augmentation  
35 de la force de débrayage. Cette augmentation de la



force de débrayage est également maintenue lorsque, comme cela est représenté sur la Figure 8, il est prévu une suspension de garnitures de friction ou bien un système 42a remplaçant la suspension élastique de garnitures de friction.

Lors de la conception d'un embrayage à friction et notamment de son moyen correcteur d'usure, on doit tenir compte du fait que le vilebrequin du moteur à combustion interne produit dans le volant des oscillations axiales et tridimensionnelles, qui seront transmises également à l'embrayage à friction fixé sur le volant. Pour que l'embrayage à friction ou le moyen correctif d'usure puisse fonctionner correctement, c'est-à-dire pour qu'il ne se produise pas une correction d'usure indésirable sous l'effet de telles oscillations, il est nécessaire, dans la forme de réalisation des Figures 1 à 27, c'est-à-dire d'une façon complètement générale dans des formes de réalisation comportant un moyen correcteur d'usure pourvu d'un détecteur de force, que la force correctrice exercée par ce détecteur d'usure soit plus grande que les forces d'inertie qui peuvent agir sur le détecteur de force. Ces forces résultent notamment des masses du ressort annulaire principal, de l'anneau correctif d'usure ou des éléments correctifs d'usure, d'une proportion correspondante de masse du détecteur de force et le cas échéant des masses d'autres composants, qui sont multipliées par les accélérations axiales maximales possibles de ces composants ou éléments, en résultat des oscillations axiales et de flexion du volant. Ainsi par exemple dans le cas d'une forme de réalisation selon la Figure 27, où le ressort annulaire formant détecteur 1013 s'appuie contre le plateau de pression 1003 de l'embrayage, on doit également tenir compte de l'inertie de ce plateau de pression d'embrayage

1003. On doit être ainsi constamment assuré que la force exercée par le ressort formant détecteur soit plus grande que les forces agissant sur lui et qui sont constituées par les masses, multipliées par l'accélération axiale maximale possible, des composants qui influencent par leur inertie le ressort formant détecteur. Ces forces d'inertie peuvent avoir un effet perturbateur notamment pendant l'actionnement de l'embrayage à friction et notamment dans l'état débrayé de cet embrayage à friction.

Dans les formes de réalisation des Figures 29 à 34, il est nécessaire, lors de la conception des détecteurs d'usure et des dispositifs compensateurs d'usure, de tenir compte également des forces engendrées à cause de l'inertie des différents composants ainsi que des forces résultant des oscillations axiales et angulaires agissant sur eux.

Généralement, lors de la conception d'un embrayage à friction comportant des moyens intégrés de compensation d'usure, il faut ainsi tenir compte des masses des éléments auxquels peuvent être transmises les oscillations axiales et/ou angulaires et qui agissent sur les moyens compensateurs. Dans les formes de réalisation des Figures 28 à 34, on doit tenir compte notamment des composants qui ont une influence sur la fonction du mécanisme à rampes.

Sur la Figure 35 est représenté un volant divisé 1401, qui comporte une première masse d'inertie, ou masse primaire 1402, pouvant être fixée sur un vilebrequin, non représenté, d'un moteur à combustion interne, ainsi qu'une seconde masse d'inertie, ou masse secondaire 1403. Sur la seconde masse d'inertie 1403 est fixé, avec interposition d'un disque d'embrayage 1405, un embrayage à friction 1404 par l'intermédiaire duquel une transmission, également non représentée, peut

être accouplée et désaccouplée. Les masses d'inertie 1402 et 1403 sont montées de façon à pouvoir tourner l'une par rapport à l'autre par l'intermédiaire d'un roulement 1406, qui est disposé radialement vers l'intérieur par rapport aux trous 1407 de passage des boulons de fixation 1408 servant au montage de la première masse d'inertie 1402 sur le vilebrequin du moteur à combustion interne. Entre les deux masses d'inertie 1402 et 1403 agit le dispositif d'amortissement 1409 qui comporte les ressorts hélicoïdaux de pression 1410, qui sont logés dans un volume 1411 de forme annulaire, constituant une zone 1412 de forme torique. Le volume de forme annulaire 1411 est rempli au moins en partie d'un agent visqueux, comme par exemple de l'huile ou de la graisse.

La masse d'inertie primaire 1402 est constituée dans l'essentiel par un composant 1413, qui est fabriqué en tôle. Le composant 1413 comporte une zone en forme de bride 1414, orientée sensiblement radialement et qui porte radialement vers l'intérieur un appendice axial 1415, formant une seule pièce avec lui et qui est entouré par les trous ou perforations 1407. Le roulement 1406a à une rangée de billes du palier 1406 est monté par sa bague intérieure 1416 radialement à l'extérieur sur la partie extrême de l'appendice axial 1415. La bague extérieure 1417 du roulement 1406a porte la seconde masse d'inertie 1403, agencée dans l'essentiel comme un corps en forme de disque plat. A cet effet, la masse d'inertie 1403 comporte un évidement central dans lequel est logé le roulement 1406a. La zone 1414 orientée dans l'essentiel radialement se prolonge radialement vers l'extérieur par une zone 1418 agencée en forme de coquille, qui entoure au moins en partie les accumulateurs d'énergie 1410, au moins sur leur pourtour extérieur, et qui assure leur guidage

ou leur soutien. Le corps 1419 agencé en forme de coquille et fixé sur la zone 1418 entoure partiellement le pourtour des accumulateurs d'énergie 1410. Le corps 1419 est soudé sur le corps en tôle 1413 ( en 1420).

5 La zone de forme torique 1412 est divisée, en la considérant dans une direction circonférentielle, en différents logements dans lesquels sont disposés les accumulateurs d'énergie 1410. En considérant une direction

10 circonférentielle, les différents logements sont séparés l'un de l'autre par des zones de sollicitation des accumulateurs d'énergie 1410, ces zones pouvant être des poches formées par emboutissage dans la pièce en tôle 1413 et le corps en forme de coquille 1419. Les zones de sollicitation 1421 des accumulateurs d'énergie

15 1410, qui sont reliées à la seconde masse d'inertie 1403, sont supportées par le couvercle d'embrayage 1422.

Les zones de sollicitation 1421 sont constituées par des bras radiaux 1421 qui, dans l'exemple

20 de réalisation représenté, sont disposés dans la zone axiale 1423 du couvercle d'embrayage 1422 et qui pénètre radialement dans le volume annulaire 1412, et notamment entre les extrémités des accumulateurs d'énergie 1410 adjacents dans une direction circonférentielle. La zone de couvercle 1423 orientée axialement enveloppe

25 ou entoure par une partie 1423a la seconde masse d'inertie 1403 et elle est reliée solidement à celle-ci, par exemple par l'intermédiaire de bossages formés dans la partie 1423a et qui s'accrochent dans des évidements correspondants de la masse d'inertie 1403, ou

30 bien par un autre mode de fixation.

Le couvercle d'embrayage 1422, centré sur le contour extérieur de la masse d'inertie 1403, comporte à son extrémité opposée aux zones de sollicitation

35 1421 une zone de forme annulaire 1426, orientée dans

l'essentiel radialement vers l'intérieur et sur laquelle est monté de façon pivotante un ressort annulaire 1427 agissant comme un levier à deux bras. Ce ressort annulaire 1427 sollicite, par des zones situées radialement plus vers l'extérieur, un plateau de pression 1428, de telle sorte que les garnitures de friction 1429 du disque d'embrayage 1405 soient serrées axialement entre la seconde masse d'inertie 1403 et le plateau de pression 1428. Une suspension élastique 1465 est prévue entre les garnitures de friction 1429.

Comme le montre la Figure 35, le volume de forme annulaire 1411, ou sa zone de forme torique 1412, sont disposés dans l'essentiel radialement à l'extérieur des contours extérieurs extrêmes de la seconde masse d'inertie 1403. En conséquence, le composant 1413, servant à l'articulation de la première masse d'inertie 1402 sur le vilebrequin du moteur à combustion interne, portant la zone de forme torique 1412 et adjacent au moteur à combustion interne, ainsi que la seconde masse d'inertie 1403, peuvent être disposés pratiquement directement l'un en regard de l'autre, sur une distance radiale relativement grande et en créant un volume intérieur ou intervalle d'air 1430, c'est-à-dire être placés pratiquement dans des positions espacées l'une de l'autre d'une faible distance, ce qui permet d'obtenir une structure axialement très compacte pour le groupe se composant du volant 1401, de l'embrayage 1404 et du disque d'embrayage 1405. L'étanchéité du volume de forme annulaire 1411 est assurée par un joint 1431, qui agit entre les zones intérieures de la paroi radiale 1419 et la surface périphérique extérieure du couvercle 1422.

Avantageusement, ce volume intermédiaire 1430 peut servir à refroidir le volant 1401, et notamment en faisant passer un écoulement d'air froid dans ce

volume intermédiaire 1430. Pour produire une telle circulation d'air de refroidissement, la seconde masse d'inertie 1403 comporte, radialement vers l'intérieur de la surface de friction 1432, des évidements axiaux 1433, qui s'étendent en direction du composant 1413 situé côté moteur et qui débouchent dans le volume intermédiaire 1430. Pour améliorer le refroidissement, la seconde masse d'inertie 1403 peut comporter d'autres passages axiaux 1435, qui sont situés radialement plus loin vers l'extérieur et qui sont en communication, sur le côté opposé à la surface de friction 1432, avec le volume intermédiaire 1430, en débouchant radialement à l'extérieur de la surface de friction 1432 sur le côté de la masse d'inertie 1403 qui est dirigé vers l'embrayage 1404. Radialement vers l'intérieur des passages ou évidements 1433, la masse d'inertie 1403 comporte d'autres passages 1434 qui servent notamment à la réception ou au passage des boulons de fixation 1408.

Pour assurer l'étanchéité de la chambre de forme annulaire 1411, remplie en partie d'un agent visqueux, il est prévu un autre joint 1436 qui est constitué par une pièce en forme de membrane ou de ressort annulaire, qui s'étend radialement dans le volume intermédiaire 1430.

Le corps 1419 en forme de coquille porte une couronne dentée de démarreur 1439, qui est fixée sur ce corps par soudage.

Le groupe d'embrayage, se composant de l'embrayage 1404 et du disque d'embrayage 1405, forme avec le volant à deux masses d'inertie 1402 + 1403, représenté sur la Figure 35, un ensemble unitaire A qui est pré-assemblé, expédié et stocké sous cette forme et qui peut être boulonné sur le vilebrequin d'un moteur à combustion interne d'une manière particulièrement

simple et rationnelle. Pour l'assemblage de l'ensemble unitaire A, initialement l'embrayage 1404 et la seconde masse d'inertie 1403 sont reliés l'un avec l'autre avec interposition du disque d'embrayage 1405. Ensuite,

5 le sous-ensemble se composant de l'embrayage 1404, de la masse d'inertie 1403 et du disque d'embrayage 1405 est assemblé axialement avec le composant 1413, puis le corps 1419 en forme de coquille, qui est reçu sur le bord extérieur 1423 du couvercle d'embrayage

10 1422, est appliqué contre les zones extérieures du composant 1413 et peut être soudé (en 1420) avec celui-ci. Avant l'assemblage axial des deux composants 1413 et 1419, les ressorts 1410 sont mis en place dans la zone de forme torique 1412. L'ensemble unitaire A com-

15 porte en outre le roulement 1406, qui a déjà été mis en place sur l'appendice axial 1415. Dans les trous 1407 de la zone en forme de bride 1414, on a en outre déjà prémonté ou mis en place les boulons de fixation 1408, qui se présentent notamment sous la forme de

20 boulons à six-pans creux 1408. A cet égard, les boulons 1408 sont situés dans une position correspondant à la moitié inférieure de la Figure 35. Les boulons sont maintenus dans cette position, sans possibilité de perte, dans le groupe ou dans l'ensemble unitaire A.

25 Le disque d'embrayage 1405 est serré, dans une position précentrée par rapport à l'axe de rotation du vilebrequin, entre le plateau de pression 1428 et la surface de friction 1432 de la seconde masse d'inertie 1403 et en outre il est situé dans une position

30 telle que les ouvertures 1443 prévues dans le disque d'embrayage soient placées de telle sorte que, lors du montage du groupe A sur le vilebrequin du moteur à combustion interne, il soit possible de faire passer un outil de boulonnage. Il est évident que les ouvertu-

35 res 1443 sont plus petites que les têtes 1440 des boulons

1408, de telle sorte qu'on soit ainsi assuré d'un maintien correct, et sans possibilité de perte, dans l'ensemble A.

Il est également prévu dans le ressort annulaire 1427, et notamment dans la zone de ses pattes 1427a, des ouvertures ou évidements 1444 permettant le passage de l'outil de boulonnage. Les évidements 1444 peuvent être prévus de telle sorte qu'ils constituent des élargissements ou des agrandissements des fentes prévues entre les pattes 1427a. Les ouvertures 1444 prévues dans le ressort annulaire 1427, les ouvertures 1443 prévues dans le disque d'embrayage 1405 et les ouvertures 1434 prévues dans la masse d'inertie 1403 sont situées mutuellement en coïncidence dans une direction axiale, et notamment de telle sorte qu'également dans le cas d'une disposition asymétrique des trous 1407 qui est nécessaire pour le montage suivant de l'ensemble A sur le vilebrequin, il soit possible de faire passer un outil de montage, comme par exemple une clé pour six-pans creux, correctement à travers les ouvertures 1444, 1427 et 1443 et de l'engager dans les creux des têtes 1440 des boulons 1408.

Un ensemble complet A de ce genre facilite considérablement le montage du volant car il permet de supprimer différentes opérations, comme les opérations précédemment nécessaires de centrage du disque d'embrayage, d'engagement du disque d'embrayage, de mise en place de l'embrayage, d'introduction de la broche de centrage, de centrage du disque d'embrayage proprement dit, de mise en place des boulons, de boulonnage de l'embrayage et de l'enlèvement de la broche de centrage.

L'embrayage à friction 1404 comporte un moyen correctif d'usure 1445 qui assure une compensation d'usure, d'une manière analogue à ce qui a été décrit en



relation avec les Figures 1 à 27, au moyen d'un ressort formant détecteur 1446 et d'un anneau correctif d'usure 1447.

5 Le dispositif de transmission de couple 1501, représenté sur la Figure 36, comporte un plateau de contre-pression 1503, pouvant être relié de façon non tournante au vilebrequin K d'un moteur à combustion interne et sur lequel est fixé un embrayage à friction 1504 avec interposition d'un disque d'embrayage 1505.  
10 Le disque d'embrayage 1505 peut être monté sur l'arbre d'entrée d'une transmission, non représentée en détail.

Le couvercle d'embrayage 1522 comporte une zone 1523 orientée axialement et qui maintient axialement, radialement à l'extérieur, le plateau de pression 1528 et les garnitures de friction 1529 du disque d'embrayage 1505. La partie extrême 1523a de la zone de couvercle 1523, de forme tubulaire ou en forme de fourreau, enveloppe ou entoure le plateau de contre-pression 1503 et elle est reliée solidement à celui-ci par l'intermédiaire de bossages 1524 formés dans la partie 1523a et s'accrochant dans des évidements prévus sur le pourtour extérieur du plateau de contre-pression 1504. Le couvercle 1522 et le plateau de contre-pression 1503 peuvent cependant être reliés également d'une autre manière, par exemple par l'intermédiaire de soudures, par des assemblages au moyen de boulons ou de broches, qui sont également disposés dans une direction radiale.

30 Le couvercle d'embrayage 1522, centré sur le contour extérieur du plateau de contre-pression 1503, comporte une zone de forme annulaire 1526, orientée dans l'essentiel radialement vers l'intérieur et sur laquelle est monté de façon pivotante un ressort annulaire 1527 agissant comme un levier à deux bras. Par des zones situées radialement à l'extérieur, le ressort

annulaire 1527 sollicite le plateau de pression 1528, de telle sorte que les garnitures de friction 1529 soient serrées axialement entre le plateau de contre-pression 1503 et le plateau de pression 1528. Le ressort annulaire 1527 comporte des pattes radiales 1527a pour l'actionnement de l'embrayage 1504 par l'intermédiaire d'un système de débrayage. Pour une transmission de couple entre le plateau de pression 1528 et le couvercle 1522, il est prévu des moyens de transmission de couple, se présentant de préférence sous la forme de lames élastiques 1521, qui sont reliées rigidement par une extrémité avec le couvercle 1522, de préférence par l'intermédiaire de rivetages 1521a, et dont les autres extrémités sont également reliées par l'intermédiaire de rivetages avec le plateau de pression 1528. De préférence, la liaison entre le plateau de pression 1528 et les lames élastiques 1521 est assurée par l'intermédiaire de ce qu'on appelle une liaison de rivetage aveugle, comme cela est représenté dans une zone d'étendue radiale des garnitures de friction dans la moitié supérieure de la Figure 35.

L'embrayage à friction 1504, ou le dispositif de transmission de couple 1501, comporte un moyen correctif d'usure 1545 qui assure une compensation d'usure, d'une manière analogue à ce qui a été décrit en relation avec les Figures 1 à 27, au moyen d'un ressort formant détecteur 1546 et d'un anneau correctif d'usure 1547.

Sur les Figures 35 et 36, les contre-rampes de contact, formées par empreinte directement dans le matériau du couvercle, sont agencées de telle sorte qu'elles créent, dans le sens de rotation de l'embrayage à friction, respectivement une ouverture de passage d'air (1547a sur la Figure 36 ). Au moyen d'un agencement de ce genre, on obtient, lors de la rotation de l'embrayage à friction correspondant, un meilleur refroidis-

5        sement de ce dernier à l'aide d'une circulation d'air  
forcée. Notamment, on obtient ainsi également un refroidissement de l'anneau correctif d'usure 1447 ou 1547, réalisé en matière plastique, ce qui permet de réduire sensiblement la sollicitation thermique de cet anneau.

10        L'embrayage à friction 1504 ou le plateau de contre-pression 1503 est fixé de façon non tournante, mais cependant avec une possibilité de translation axiale limitée, sur l'arbre de sortie K du moteur à combustion interne par l'intermédiaire d'un composant 1550 qui est élastique ou possède une souplesse élastique. Dans l'exemple de réalisation représenté, ce composant 1550 est agencé en forme de disque et sa rigidité est calibrée de telle sorte que les oscillations axiales et tridimensionnelles ou de flexion engendrées par l'intermédiaire du vilebrequin K dans l'embrayage à friction 1504 soient amorties ou contrebalancées par le composant élastique 1550 à un degré tel qu'on soit assuré d'un fonctionnement correct de l'embrayage à friction 1504, et notamment de son moyen correctif d'usure 1545. On doit ainsi obtenir, par l'intermédiaire du composant axialement élastique 1550 une isolation aussi grande que possible du groupe d'embrayage 1504 par rapport aux oscillations axiales et de flexion de l'arbre de sortie du moteur à combustion interne, comme le vilebrequin. On peut ainsi éviter un mauvais fonctionnement du groupe d'embrayage 1504 ou de son moyen correctif d'usure 1545. Sans le découplage précité du groupe d'embrayage 1504 par rapport au vilebrequin K, il pourrait se produire une correction indésirable d'usure par le moyen correctif 1545, et notamment sous l'effet de la masse des composants et des accélérations agissant sur eux sous l'effet d'oscillations. On devrait ainsi, en l'absence du composant 1550 filtrant les oscillations, tenir compte en parti-

15  
20  
25  
30  
35

culier, notamment lors de la conception du moyen correcteur d'usure 1545, des forces d'inertie produites par les composants agissant sur ce moyen correcteur d'usure, de sorte qu'il serait nécessaire d'effectuer  
5 une adaptation compliquée et/ou de faire intervenir des moyens additionnels pour éviter un actionnement du moyen correcteur d'usure qui ne soit pas causé par une usure des garnitures de friction.

Dans le dispositif de transmission de couple  
10 1501 de la Figure 36, le moyen compensateur d'usure 1545 agit entre le couvercle d'embrayage 1522 et le ressort annulaire 1527. Le dispositif de transmission de couple 1501 pourrait cependant également être équipé d'un embrayage à friction conforme aux Figures 28 à  
15 34, c'est-à-dire d'un embrayage à friction dans lequel le moyen compensateur d'usure agisse entre le ressort annulaire et le plateau de pression sollicité par ce dernier.

Le plateau de contre-pression 1503 est relié  
20 rigidement, radialement à l'extérieur, par l'intermédiaire de boulonnages 1551 avec le composant axialement élastique 1550 en forme de disque. A la place de boulonnages 1551, on pourrait également prévoir des rivetages aveugles, tels que ceux utilisés pour  
25 la fixation de lames élastiques sur le plateau de pression 1428 et représentés sur la moitié supérieure de la Figure 35. Radialement à l'intérieur des zones d'articulation 1551 entre le composant 1550 en forme de disque et le plateau de contre-pression 1503, il existe  
30 entre ces deux composants 1550 et 1503 un intervalle axial 1552 qui détermine dans une des directions axiales l'amplitude maximale des oscillations axiales entre les deux composants 1550 et 1503. Par butée des zones radialement intérieures du plateau de contre-pression  
35 1503 contre le composant 1550 en forme de disque, il

est possible de limiter le décalage axial maximal de l'embrayage à friction 1504 en direction du vilebrequin K du moteur à combustion interne. Dans des conditions de marche normales, notamment lorsque le moteur fonctionne correctement, il ne se produit cependant pas un tel contact. Le plateau de contre-pression 1503 de forme annulaire entoure une saillie axiale 1553, qui fait partie d'un composant 1554 en forme d'anneau ou de disque. Ce composant 1554 en forme de disque peut être relié solidement avec les zones radialement intérieures du disque élastique 1550. Le disque élastique 1550 et le composant 1554 en forme de disque sont centrés sur une saillie de forme annulaire 1555 du vilebrequin K et sont reliés solidement à celui-ci par l'intermédiaire de boulonnages 1556. Les zones radialement intérieures du composant 1550 en forme de disque sont ainsi serrées axialement entre une surface frontale 1557 du vilebrequin K et le composant 1554 de forme annulaire.

L'appendice axial 1553 du composant 1554 comporte, à son extrémité opposée au composant élastique 1550, des zones radiales 1558 qui limitent le décalage axial de l'embrayage à friction 1504, ou du plateau de contre-pression 1503, dans l'autre direction axiale. Entre les zones 1558 et le plateau de contre-pression 1503, il existe un intervalle axial 1559 quand le composant élastique 1550 n'est pas sollicité. Cet intervalle 1559 a en direction axiale une dimension analogue à celle de l'intervalle 1552. Le plateau de contre-pression 1503 peut être monté pratiquement sans jeu, par l'intermédiaire de sa surface périphérique intérieure, sur l'appendice ou saillie axial 1553 de telle sorte qu'on puisse ainsi être assuré d'un guidage axial du plateau de contre-pression 1503. Il peut cependant être judicieux de prévoir entre la surface périphérique intérieure

du plateau de contre-pression 1503 et l'appendice axial 1553 au moins un petit intervalle d'air de telle sorte que, dans des conditions de marche normales, il n'existe aucun contact entre les deux composants précités.

5                   Conformément à une autre variante, il est possible, pour amortir les oscillations encore transmises malgré l'existence du composant élastique 1550, d'obtenir un moyen annulant l'énergie d'oscillation. Un moyen de ce genre peut être constitué par une liaison par frottement, telle que celle représentée à titre 10 d'exemple sur la Figure 37. Dans la variante de réalisation représentée sur la Figure 37, il est prévu entre les zones intérieures du plateau de contre-pression 1503 et la surface périphérique extérieure de l'appendice 1553 un moyen d'amortissement 1560, qui peut être 15 constitué par exemple par un anneau ondulé dans une direction circonférentielle et dont les ondulations sont orientées radialement. Cet anneau 1560 est monté avec serrage dans une direction radiale, de sorte qu'un 20 frottement est engendré par exemple entre cet anneau 1560 et la surface périphérique intérieure du plateau de contre-pression 1503 lors de l'existence d'oscillations axiales. Il se produit ainsi un effet d'amortissement dans la zone d'appui du plateau de contre-pression 25 1503 sur l'appendice 1553. L'anneau ondulé 1560 peut être divisé, c'est-à-dire ouvert, sur son pourtour.

Radialement à l'extérieur, le composant élastique en forme de disque 1550 porte une couronne dentée de démarreur 1561.

30                   Le composant 1550 en forme de disque, le plateau de contre-pression 1503, le disque d'embrayage 1505 et l'embrayage à friction 1504 constituent un ensemble unitaire qui est pré-assemblé, expédié et stocké sous cette forme et qui peut être boulonné sur 35 le vilebrequin K d'un moteur à combustion interne d'une

manière particulièrement simple et rationnelle. Les  
boulons de fixation 1556, se présentant sous la forme  
de boulons à six-pans creux, sont également déjà pré-ins-  
tallés, c'est-à-dire incorporés dans l'ensemble unitaire,  
5 et notamment d'une façon empêchant les pertes.

Le disque d'embrayage 1505 est serré, dans  
une position précentrée par rapport à l'axe de rotation  
du vilebrequin, entre le plateau de pression 1528 et  
le plateau de contre-pression 1503 et il est en outre  
10 maintenu dans une position telle que les ouvertures  
1562 prévues dans celui-ci et situées radialement à  
l'intérieur de l'amortisseur élastique du disque d'em-  
brayage 1505, soient disposées dans une position telle  
que, lors de l'opération de montage de l'ensemble sur  
15 le vilebrequin K, un outil de boulonnage 1563 puisse  
passer à travers. Egalement le ressort annulaire 1527  
comporte, si nécessaire, des ouvertures ou découpures  
1564 pour le passage de l'outil de boulonnage 1563.  
Les ouvertures ou découpures 1564 du ressort annulaire  
20 1527 sont en coïncidence avec les ouvertures 1562 du  
disque d'embrayage 1505 de telle sorte que l'outil  
de montage, comme par exemple une clé pour six-pans  
creux 1563, puisse être engagé correctement dans les  
fentes de boulonnage des têtes des boulons 1556.

25 Comme cela a déjà été décrit en relation avec  
les autres formes de réalisation, il est possible,  
par utilisation d'un embrayage à friction 1504 compor-  
tant un moyen 1545 qui compense au moins l'usure des  
garnitures de friction, d'optimiser l'agencement de  
30 l'embrayage à friction, notamment de l'accumulateur  
d'énergie 1527 exerçant la force de serrage pour le  
disque d'embrayage. Cet accumulateur d'énergie peut  
être agencé de telle sorte qu'il produise pratiquement  
seulement la force de serrage du disque d'embrayage  
35 qui est nécessaire pour obtenir le couple voulu. A

l'aide du moyen correcteur d'usure 1545, on est assuré que l'accumulateur d'énergie 1527 conserve pratiquement la même position de montage dans l'état embrayé de l'ensemble d'embrayage 1501 et pendant toute sa durée de service. En outre, à l'aide du moyen prévu également dans l'ensemble d'embrayage 1501 et se présentant sous la forme d'une suspension élastique 1565 des garnitures de friction, qui assure lors du débrayage et de l'embrayage du groupe d'embrayage 1501, et sur au moins une zone partielle de la course d'actionnement du plateau de pression 1528, une diminution ou augmentation graduelle du couple pouvant être transmis par le groupe d'embrayage, il est possible d'obtenir une réduction des forces de débrayage ou de l'évolution des forces de débrayage. Ainsi, par une adaptation correspondante entre les forces exercées par le moyen tel qu'une suspension élastique de garnitures de friction et les accumulateurs d'énergie agissant sur le plateau de pression, ou bien par une adaptation correspondante des courbes caractéristiques force-course, de déterminer l'évolution désirée des forces de débrayage. Il est ainsi possible de concevoir le composant élastique 1550 d'une façon optimale pour remplir la fonction désirée d'amortissement des oscillations axiales, de flexion ou tridimensionnelle car les forces de débrayage réduites qui agissent sur ce composant élastique sont d'une importance secondaire. Ainsi les forces d'actionnement nécessaires pour un débrayage de l'embrayage peuvent être assistées par le composant précité sans un décalage axial sensible du groupe d'embrayage.

L'invention n'est pas limitée aux exemples de réalisation représentés et décrits mais elle comporte également des variantes qui peuvent être obtenues par combinaison de différentes particularités ou éléments qui ont été décrits en relation avec les diffé-



rentes formes de réalisation. En outre, certaines particularités ou modes de fonctionnement qui ont été décrits en relation avec les Figures peuvent représenter, en les considérant individuellement, une invention particulière.

5

REVENDEICATIONS

1 - Embrayage à friction, notamment pour véhicules automobiles, comportant un plateau de pression qui est relié de façon non tournante, mais cependant avec possibilité de translation axiale limitée, avec un carter, entre lequel et le plateau de pression agit au moins un ressort de poussée, qui sollicite le plateau de pression en direction d'un disque d'embrayage pouvant être serré entre ce plateau et un plateau de contre-pression, comme un volant, et où il est prévu un moyen correctif compensant l'usure des garnitures de friction du disque d'embrayage et qui réduit au minimum, pendant la durée de service de l'embrayage à friction, la détente du ressort de poussée se produisant normalement sous l'effet de l'usure des garnitures de friction, embrayage caractérisé en ce que la fonction de compensation d'usure du moyen correctif peut être bloquée en dépendance d'un état d'actionnement de l'embrayage à friction et/ou en dépendance d'un état de fonctionnement de l'embrayage à friction.

2 - Embrayage à friction selon la revendication 1, caractérisé en ce que le blocage s'effectue en fonction de la vitesse de rotation.

3 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que le blocage s'effectue au moyen d'éléments dépendant de la force centrifuge.

4 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que le blocage du moyen correctif s'effectue par l'intermédiaire d'une conjugaison de friction.

5 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que le blocage du moyen correctif s'effectue par l'intermédiaire d'une conjugaison de formes.

5           6 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que le blocage du moyen correctif s'effectue au moyen d'organes pondéraux sensibles à la force centrifuge.

10           7 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que le moyen correctif est bloqué au-dessus d'une limite déterminée de la vitesse de rotation.

15           8 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 7, caractérisé en ce que le moyen correctif est bloqué lorsque le moteur d'entraînement tourne à la vitesse de ralenti et à des vitesses supérieures.

20           9 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 8, caractérisé en ce que le moyen correctif peut produire un réglage correctif en dessous de la vitesse de ralenti.

25           10 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 9, caractérisé en ce que le moyen correctif peut produire un réglage correctif pratiquement seulement pour une vitesse de rotation nulle.

30           11 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que le moyen correctif peut compenser une usure des garnitures de friction seulement quand l'embrayage à friction ne tourne pas.

35           12 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 11, caractérisé en ce que le moyen correctif est bloqué quand l'embrayage à friction est au moins approximativement complètement débrayé.

13 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 12, caractérisé en ce que le moyen correctif comporte un anneau de réglage correctif dont la fonction de réglage correctif est bloquée  
5 quand l'embrayage à friction est au moins approximativement complètement débrayé.

14 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 13, caractérisé en ce que le moyen correctif comprend un anneau de réglage correctif  
10 qui est serré contre un composant d'embrayage, quand l'embrayage à friction est au moins approximativement complètement débrayé, de sorte que sa fonction de réglage correctif est bloquée.

15 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 14, caractérisé en ce que le moyen de réglage correctif produit une sollicitation pratiquement constante du plateau de pression par le ressort de poussée, l'embrayage à friction comporte  
20 des moyens d'actionnement pour produire un embrayage et un débrayage ainsi qu'un système qui assure, pendant le processus de débrayage, dans une zone partielle de la course d'actionnement du moyen d'actionnement, une réduction graduelle du couple pouvant être transmis par l'embrayage à friction ou par le disque  
25 d'embrayage.

16 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 15, caractérisé en ce que cet embrayage à friction comporte un système qui assure, pendant le processus de débrayage, dans une zone  
30 partielle de la course axiale de décalage des zones du plateau de pression qui sont sollicitées par le ressort de poussée, une réduction graduelle du couple pouvant être transmis par l'embrayage à friction.

17 - Embrayage à friction selon une des revendications 15 ou 16, caractérisé en ce que le système précité est prévu dans la ligne de transmission de forces entre les moyens d'actionnement ou le ressort de poussée et les zones de fixation du carter sur le plateau de contre-pression.

18 - Embrayage à friction selon une des revendications 15 ou 16, caractérisé en ce que le système précité est prévu dans la ligne de transmission de forces entre les moyens d'actionnement ou le ressort de poussée et la surface de friction du plateau de pression.

19 - Embrayage à friction selon une des revendications 16 à 18, caractérisé en ce que le système précité est prévu axialement entre les garnitures de friction du disque d'embrayage.

20 - Embrayage à friction selon une des revendications 16 à 19, caractérisé en ce que le système précité crée une possibilité d'adaptation axiale élastique entre des composants de l'embrayage, ledit système étant disposé de telle sorte que, quand l'embrayage est ouvert, la force agissant sur le système soit la plus petite et que, lors de la fermeture de l'embrayage, la force agissant sur le système augmente graduellement jusqu'au maximum, cette augmentation se produisant au moins dans une zone partielle de la course de fermeture.

21 - Embrayage à friction selon une des revendications 16 à 20, caractérisé en ce que le système précité assure la réduction graduelle ou l'augmentation graduelle du couple pouvant être transmis par l'embrayage à friction dans au moins approximativement 40 à 70% de la course d'actionnement des moyens d'actionnement.

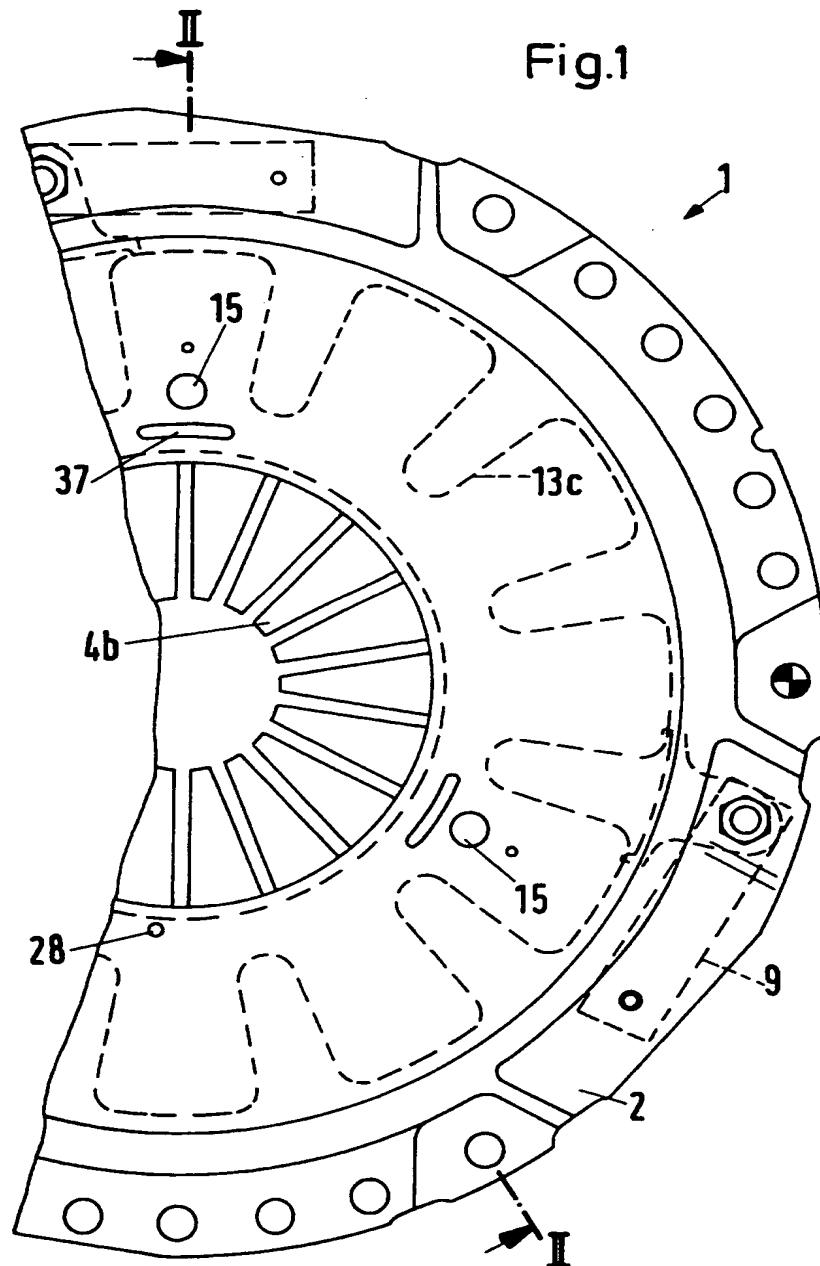
22 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 21, caractérisé en ce que le ressort de poussée comporte, au moins dans une partie de la course de débrayage de l'embrayage à friction, une  
5 courbe force-course qui est décroissante.

23 - Embrayage à friction selon une des revendications 1 à 22, caractérisé en ce que le ressort de poussée est constitué par un ressort annulaire, qui peut pivoter d'un côté autour d'une zone de  
10 pivotement de forme annulaire portée par le carter et qui sollicite de l'autre côté le plateau de pression.

24 - Embrayage à friction selon la revendication 9, caractérisé en ce que le ressort annulaire comporte un corps annulaire, duquel font  
15 saillie des languettes dirigées radialement vers l'intérieur et constituant les moyens d'actionnement.

25 - Embrayage à friction selon une des revendications 23 ou 24, caractérisé en ce que le  
20 ressort annulaire est maintenu de façon pivotante dans le carter entre deux appuis.

26 - Embrayage à friction selon une des revendications 23 à 25, caractérisé en ce que le ressort annulaire a une courbe caractéristique  
25 force-course de forme sinusoïdale et, dans l'état embrayé de l'embrayage à friction, le point de fonctionnement du ressort annulaire est situé sur la zone décroissante de la courbe caractéristique suivant le premier maximum de force et le ressort  
30 annulaire a un rapport de forces compris entre environ 1 : 0,4 et 1 : 0,7 entre le premier maximum de forces et le minimum de force situé à la suite.



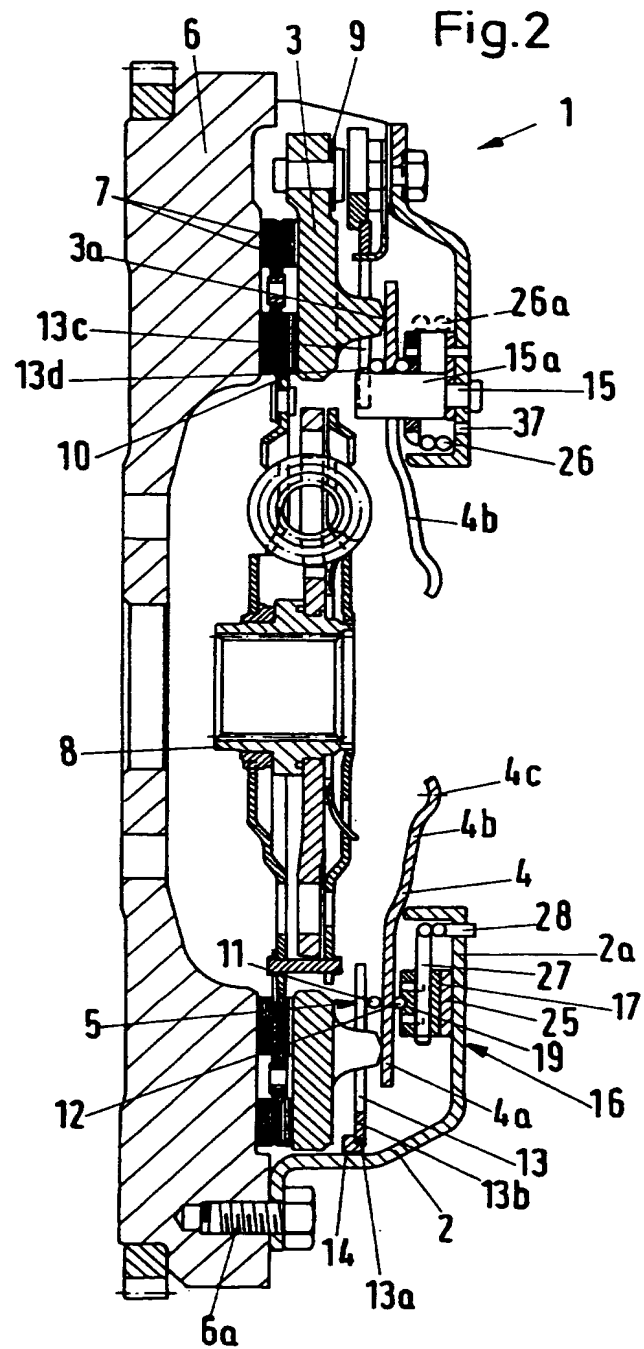




Fig. 3

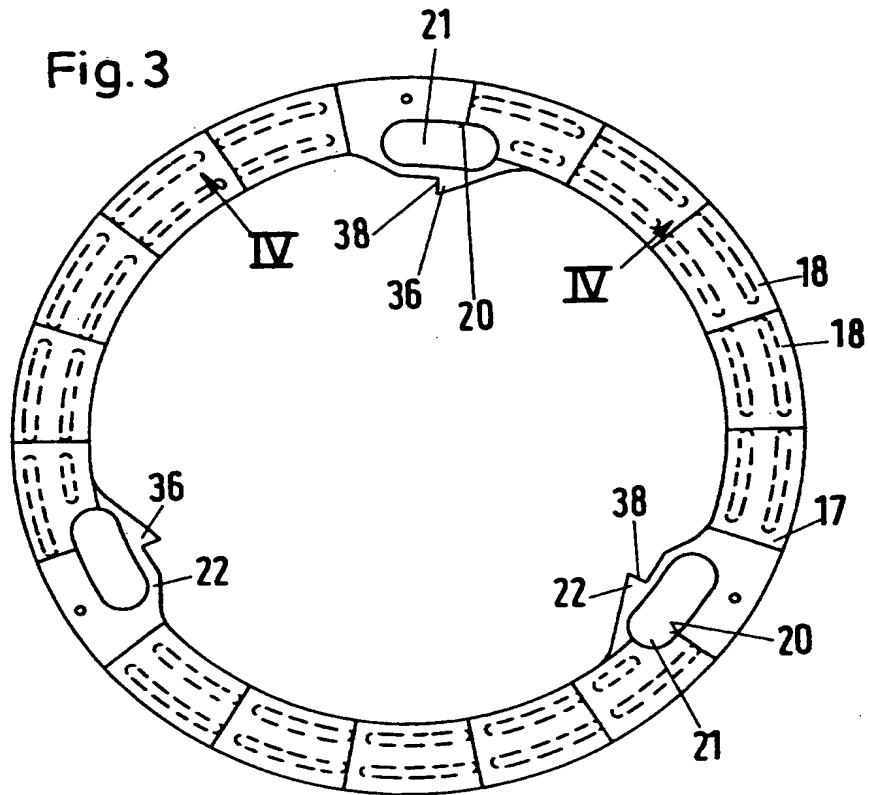


Fig. 4

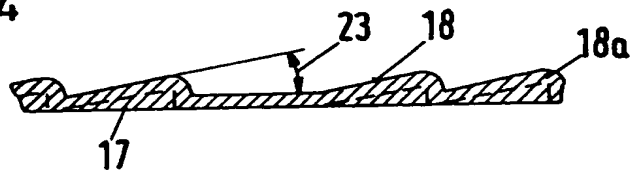


Fig.6

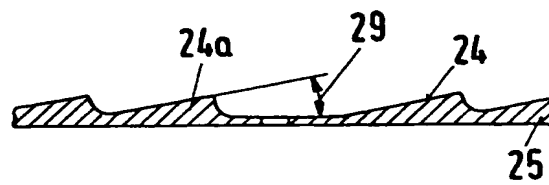
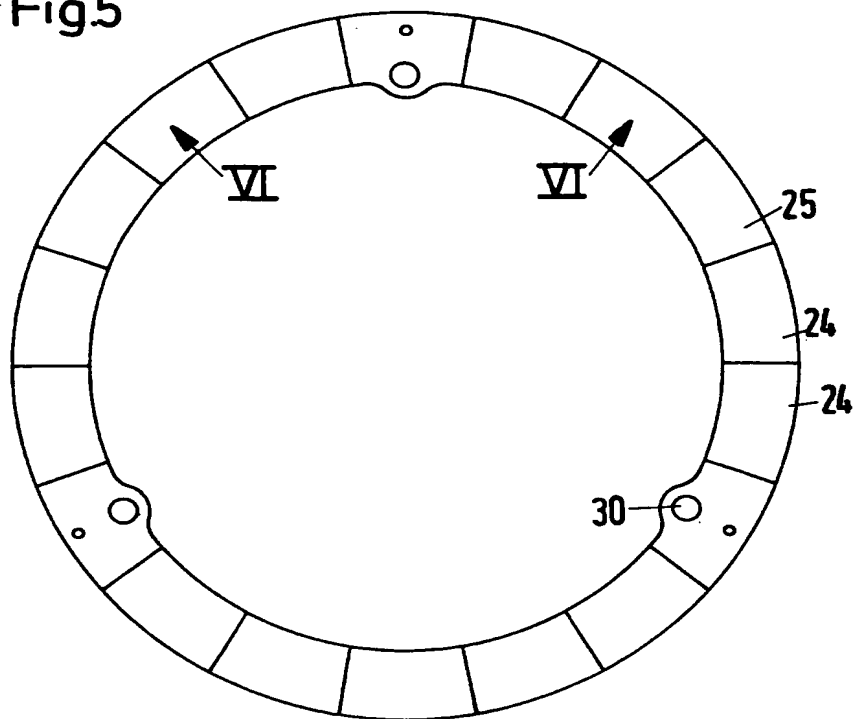


Fig.5



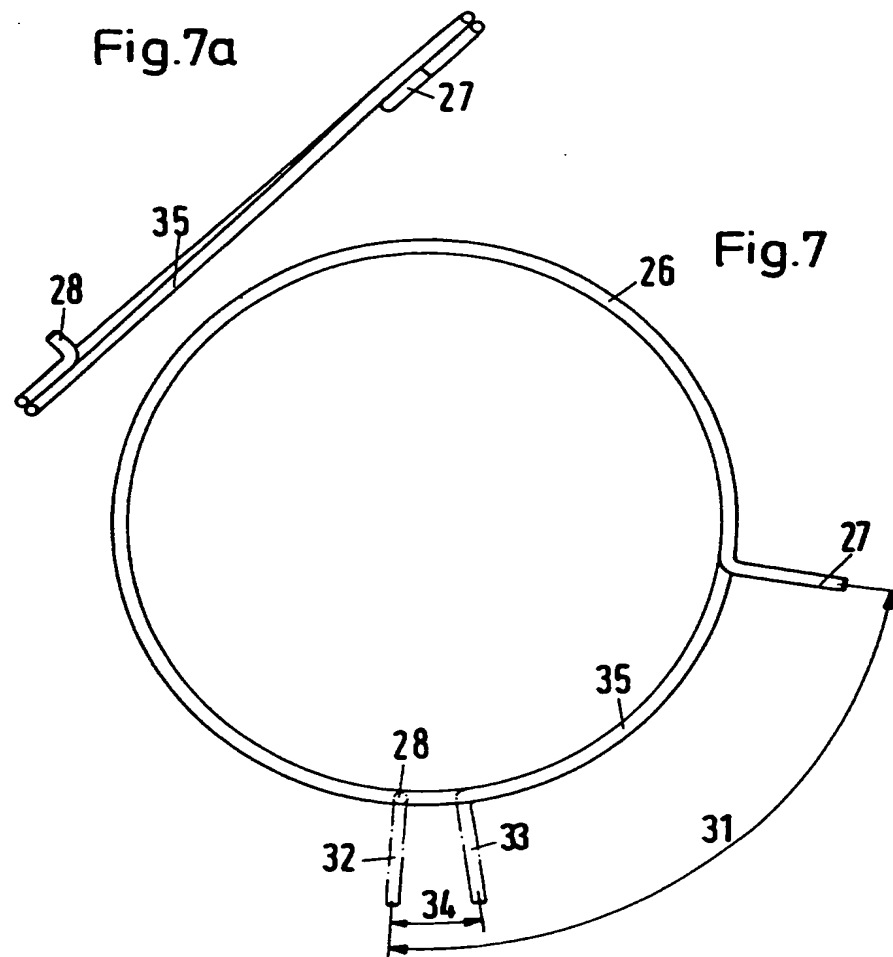


Fig.8

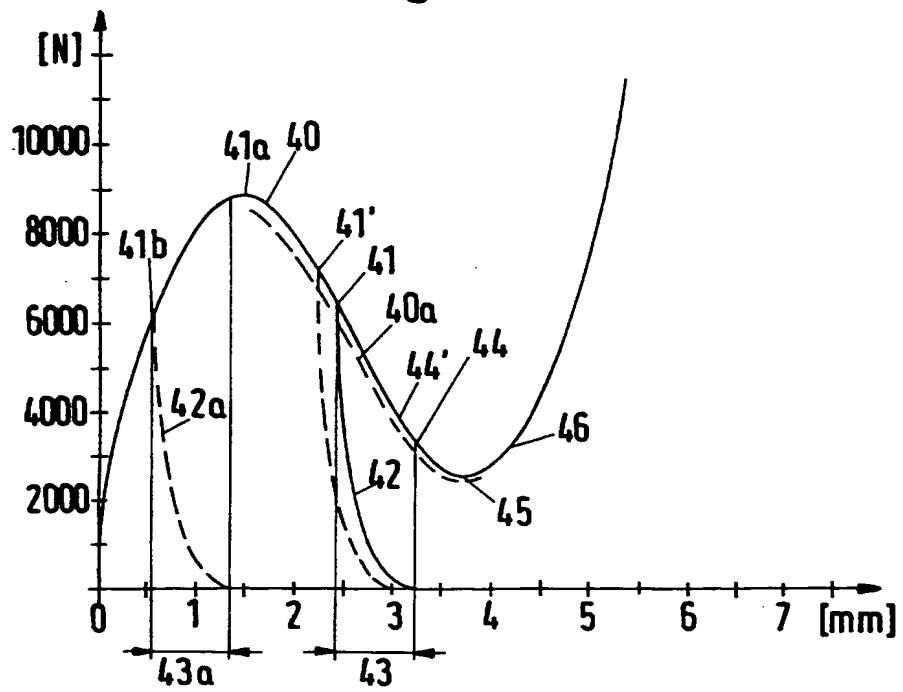


Fig.10

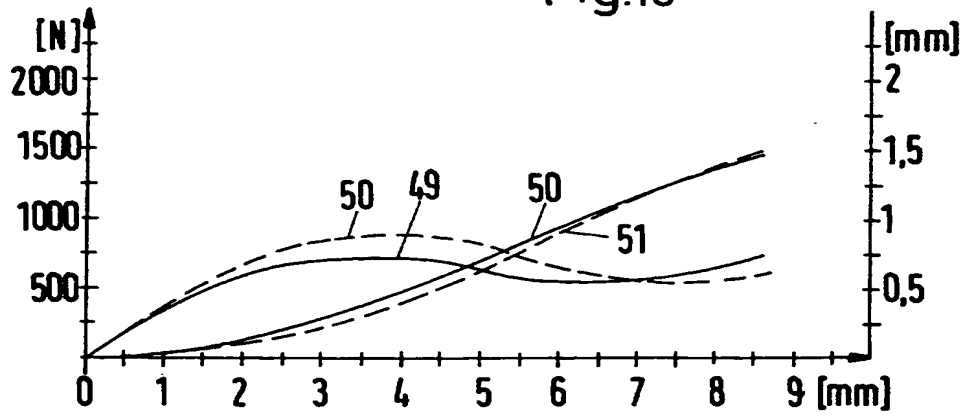


Fig.11

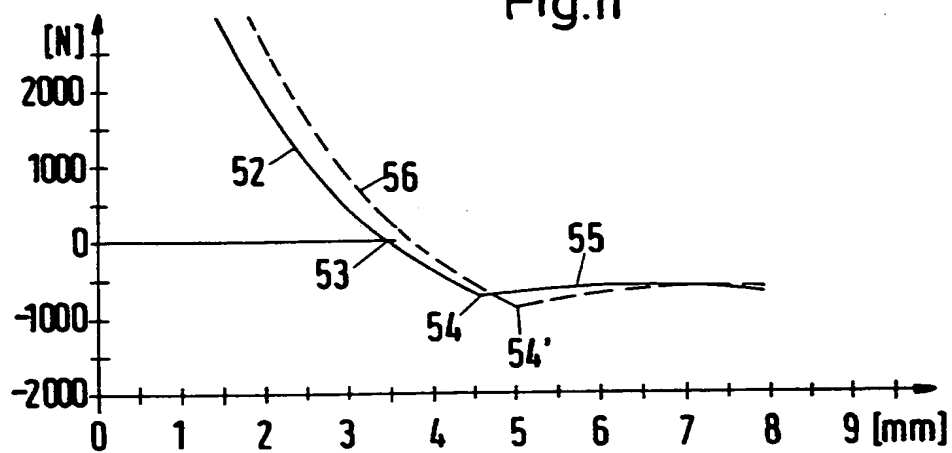
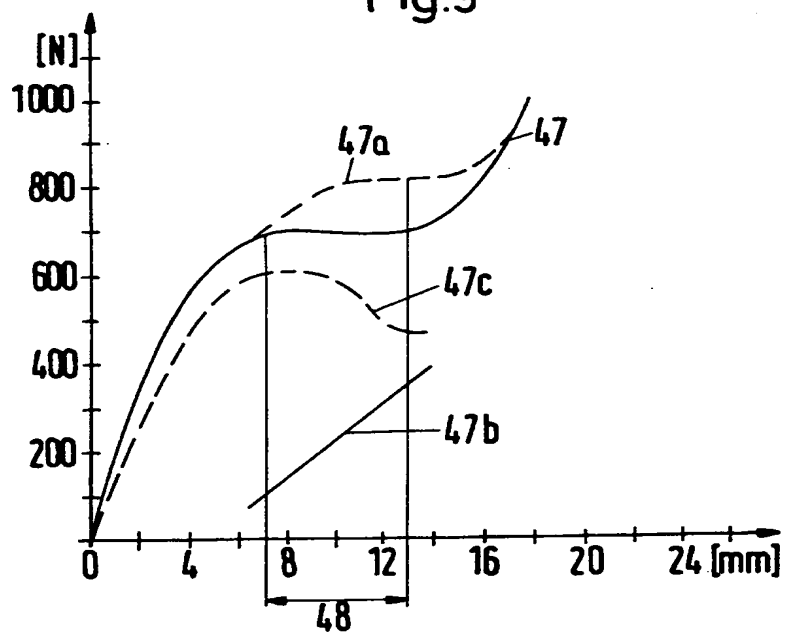


Fig.9



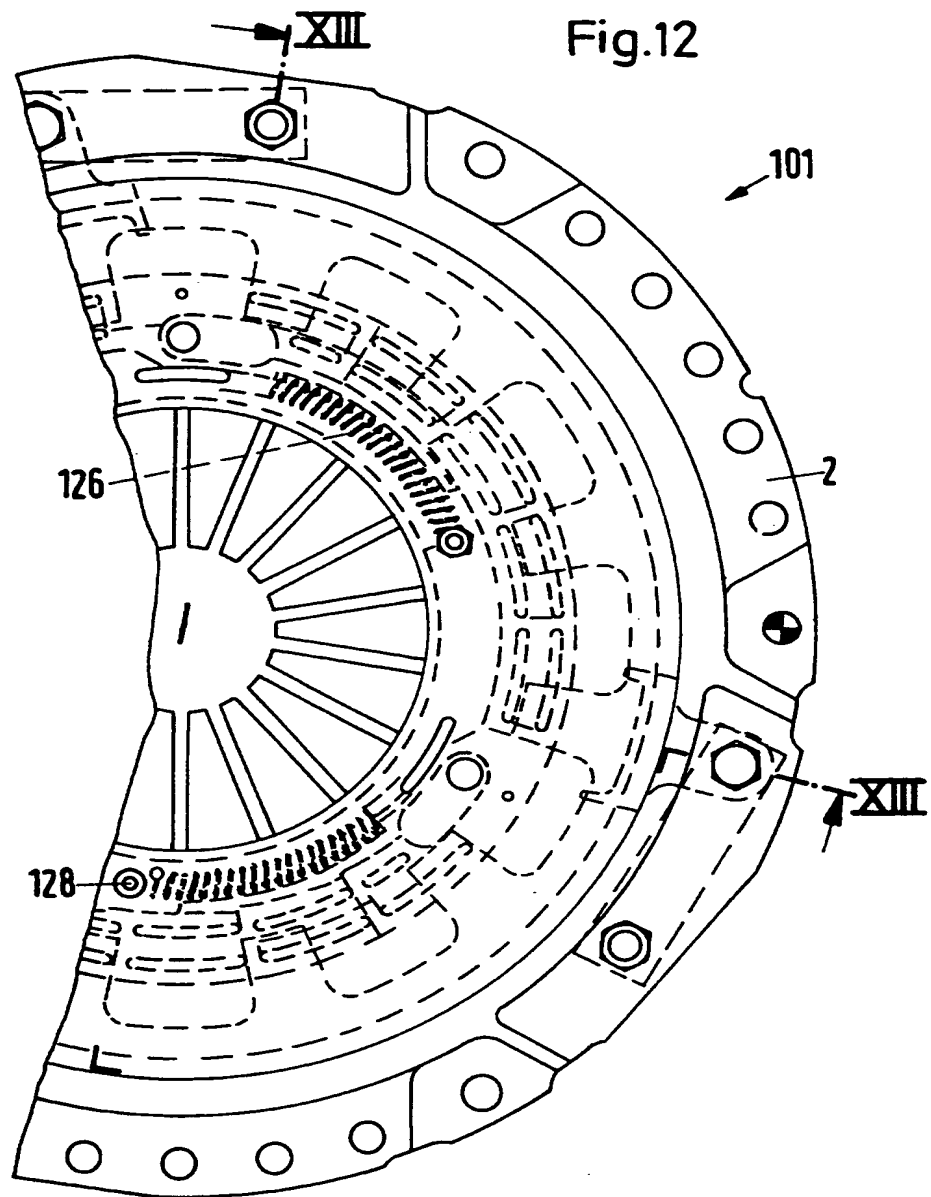


Fig.13

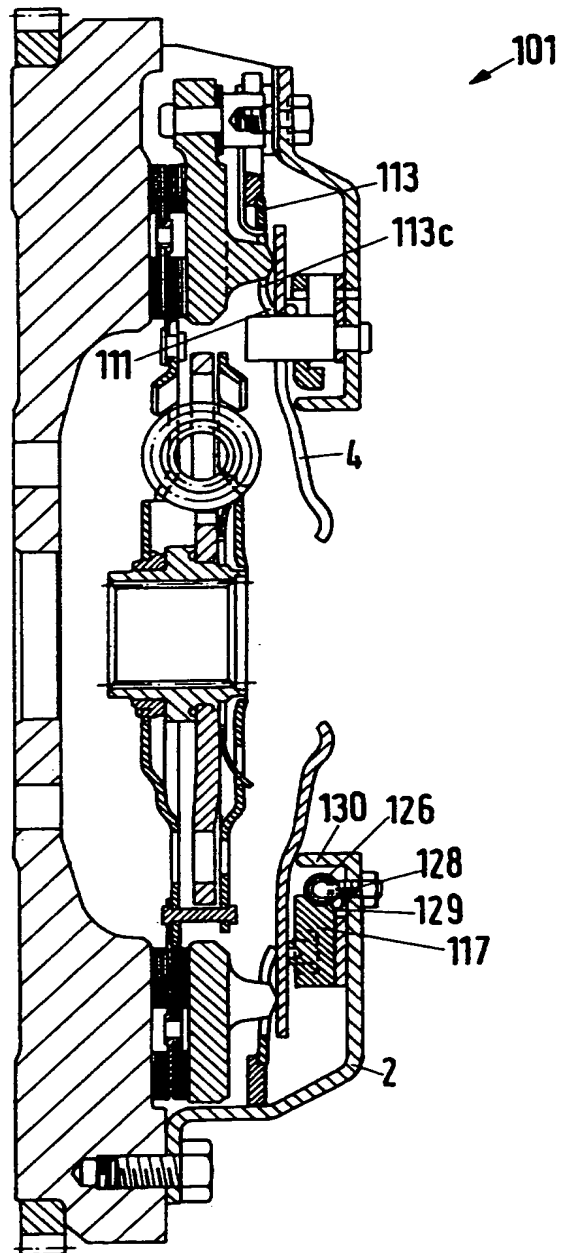


Fig.14

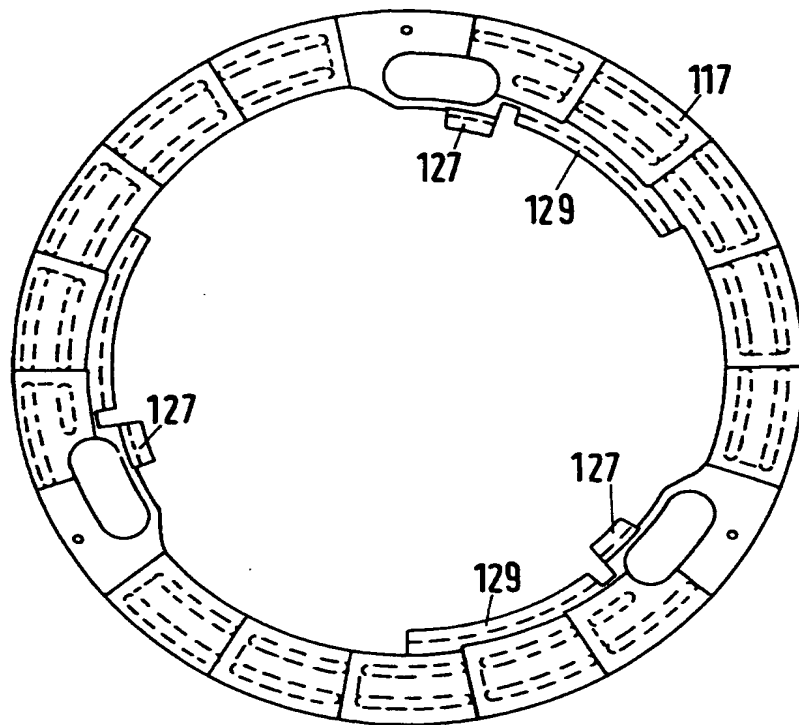




Fig.15

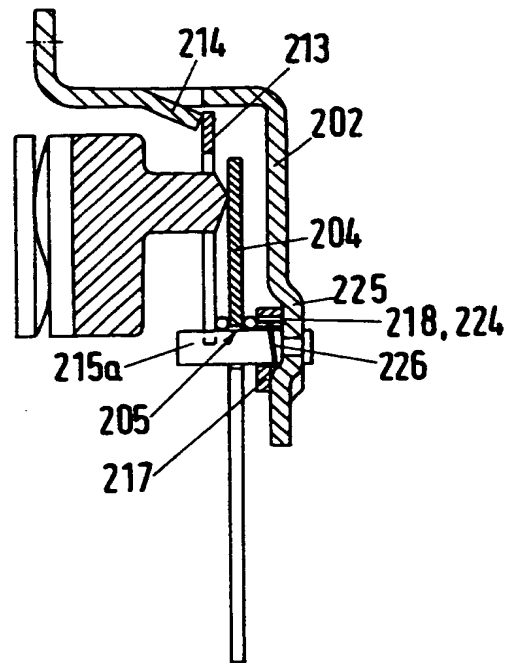


Fig.16

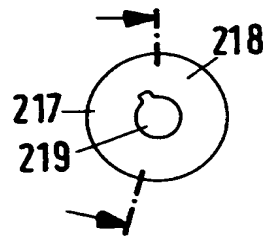


Fig.17

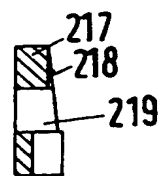


Fig.18

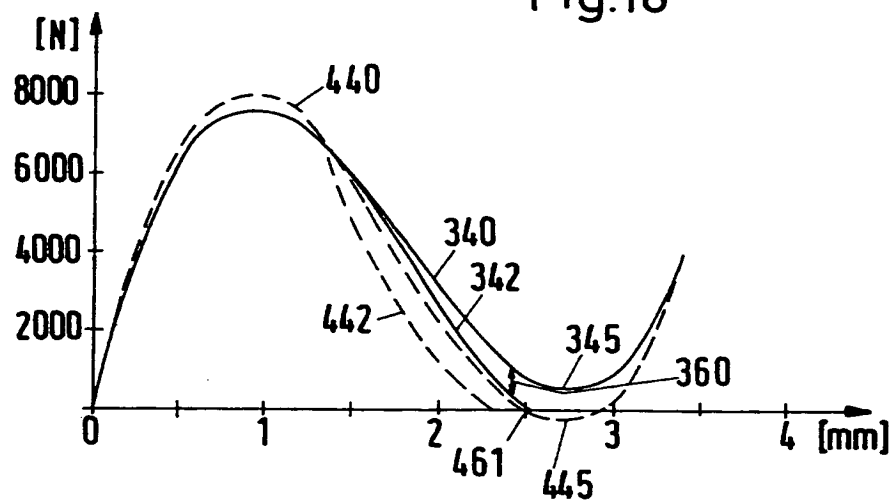


Fig.19

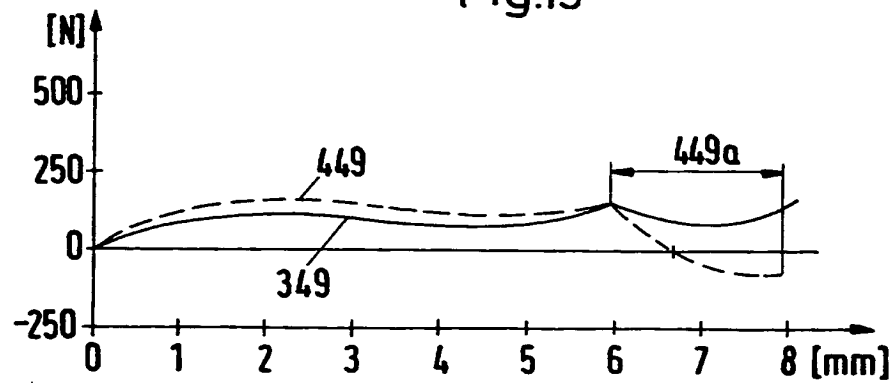
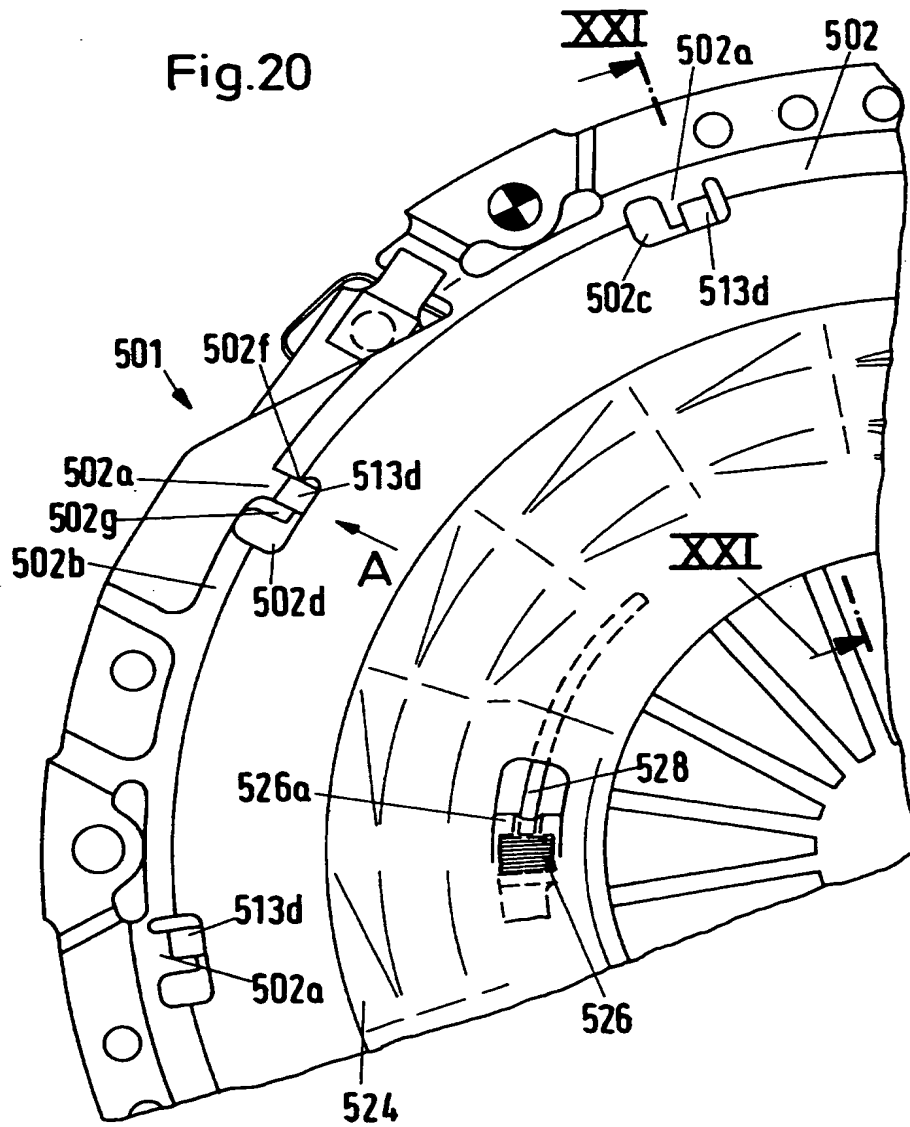


Fig.20



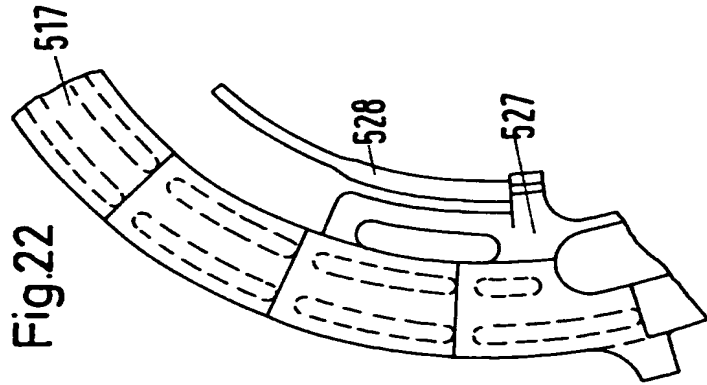
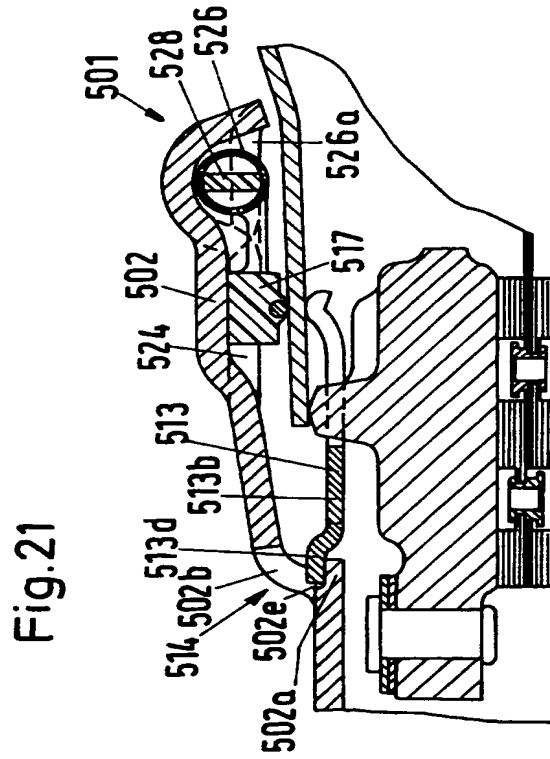
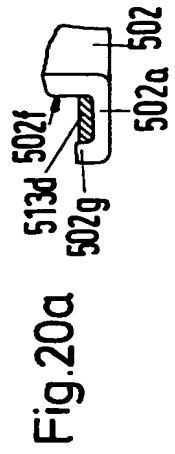


Fig. 23

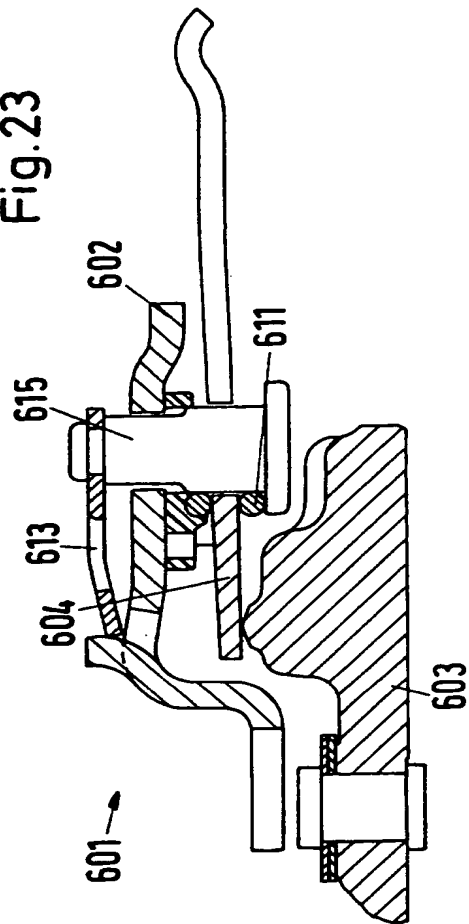


Fig. 24

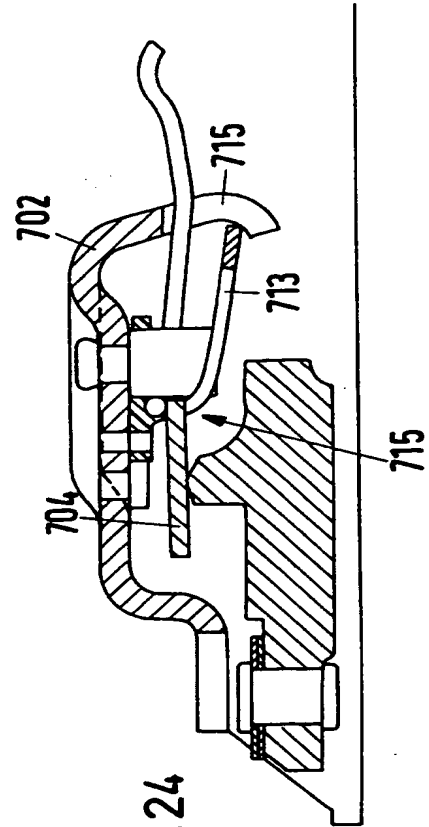


Fig.25

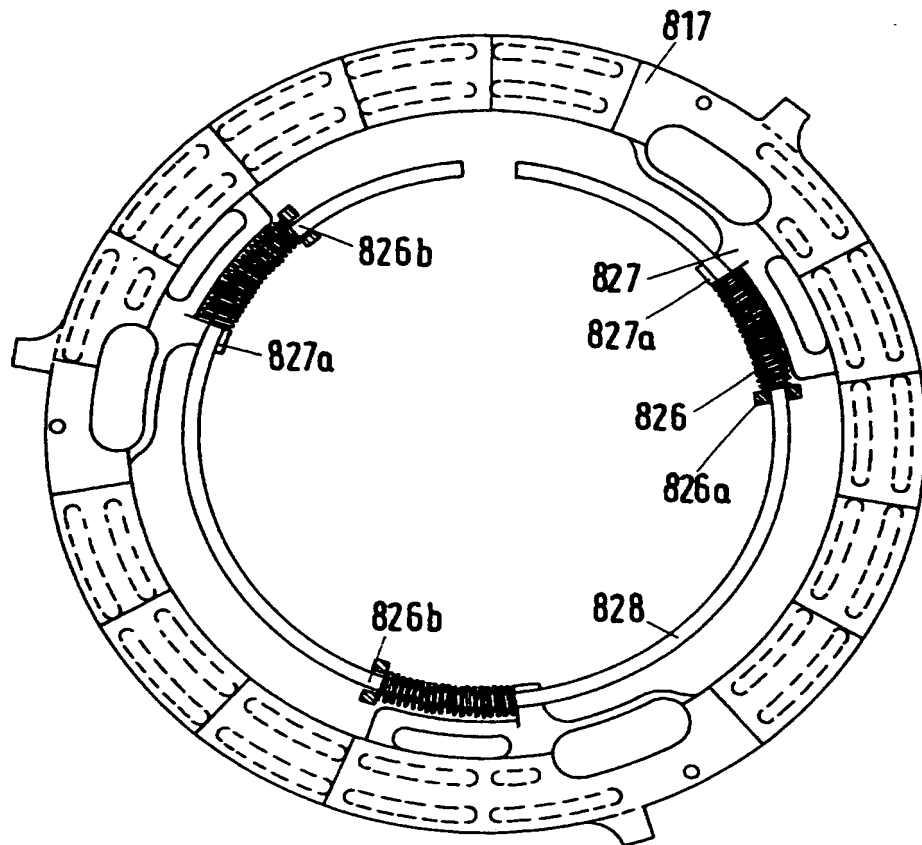


Fig.26

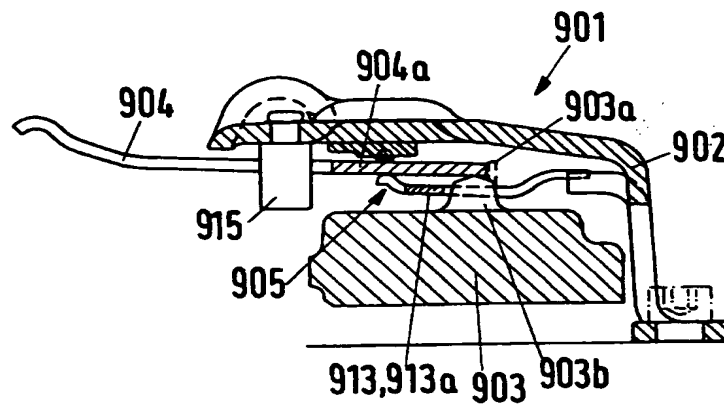
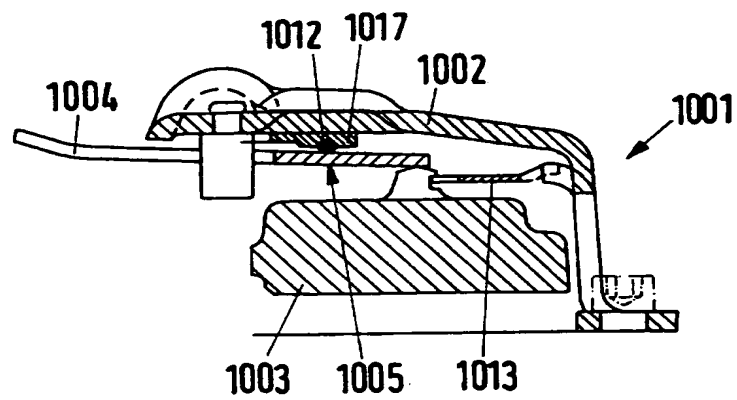


Fig.27



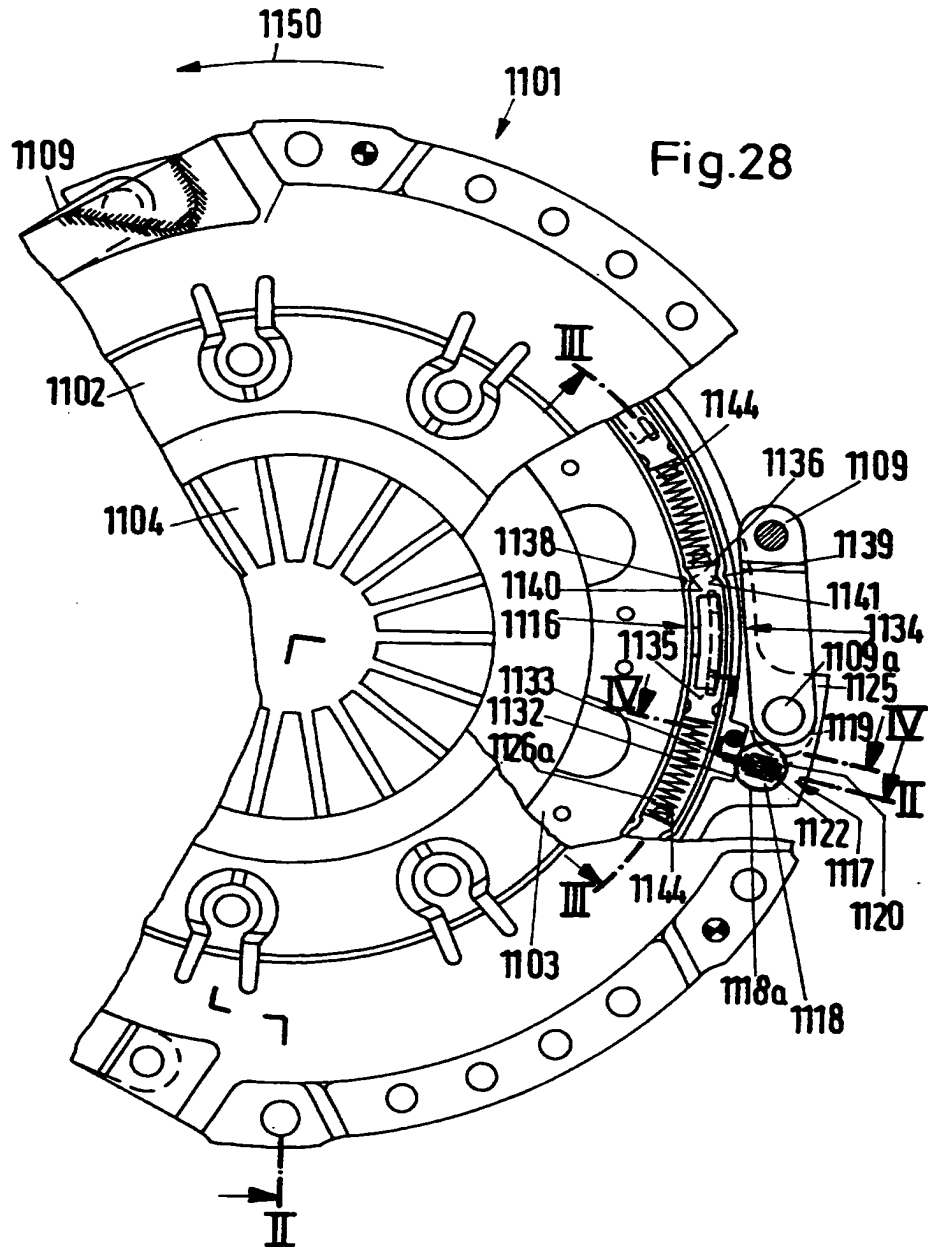




Fig.29

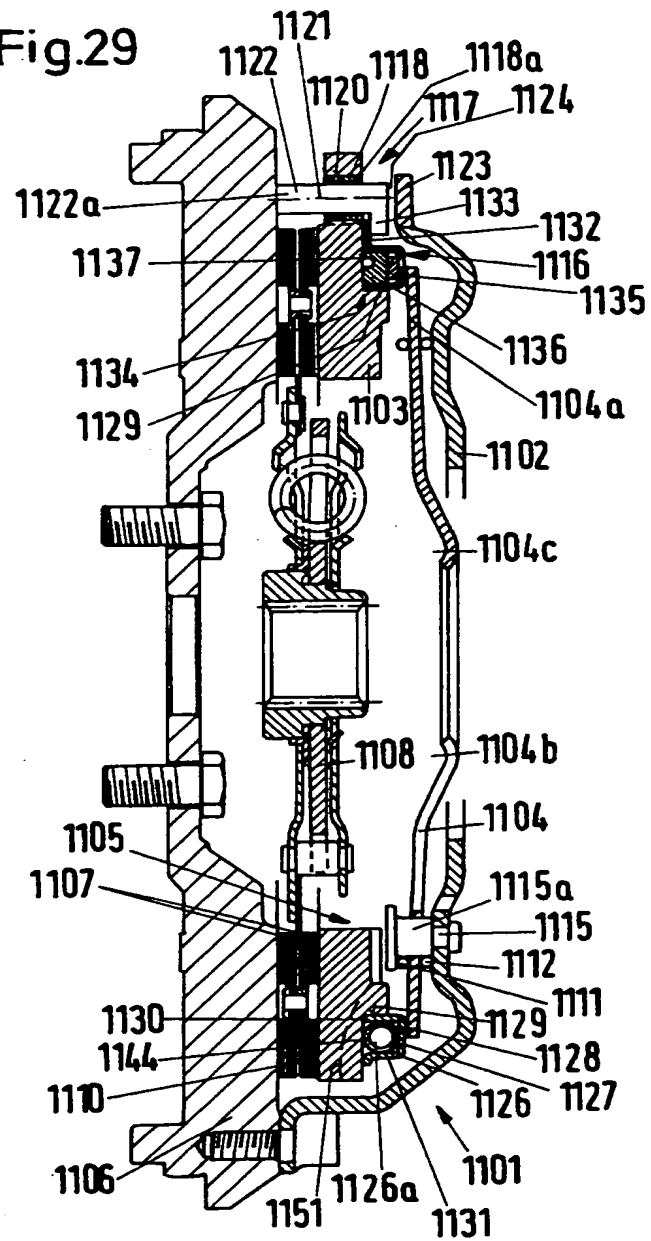


Fig.30

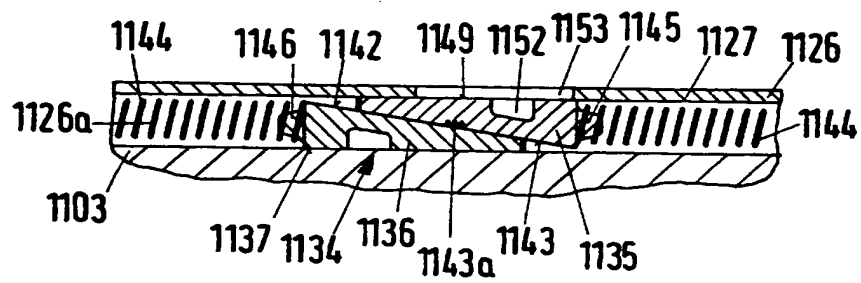


Fig.31

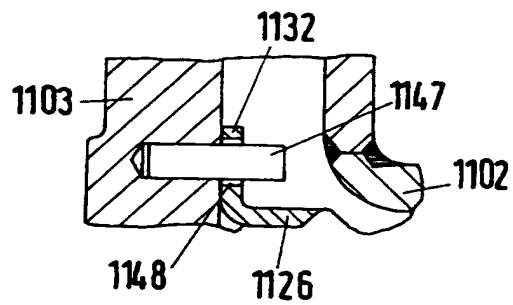
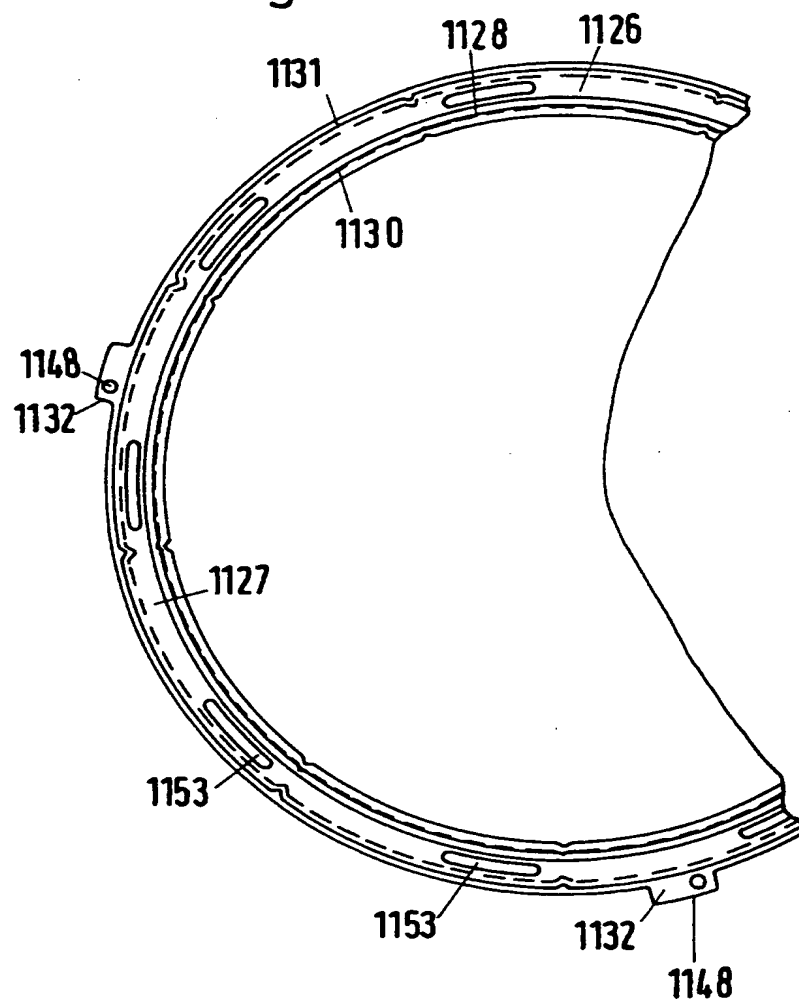


Fig.32



A cross-sectional view of a mechanical assembly. The diagram shows a housing (1303) with a central bore. A shaft (1304) is inserted through the housing, secured by a nut (1322a) and a washer (1304a). A seal (1302) is positioned between the shaft and the housing. A component (1334) is mounted on the shaft, and a pin (1317) is used to secure it. A component (1323) is also shown in the assembly.

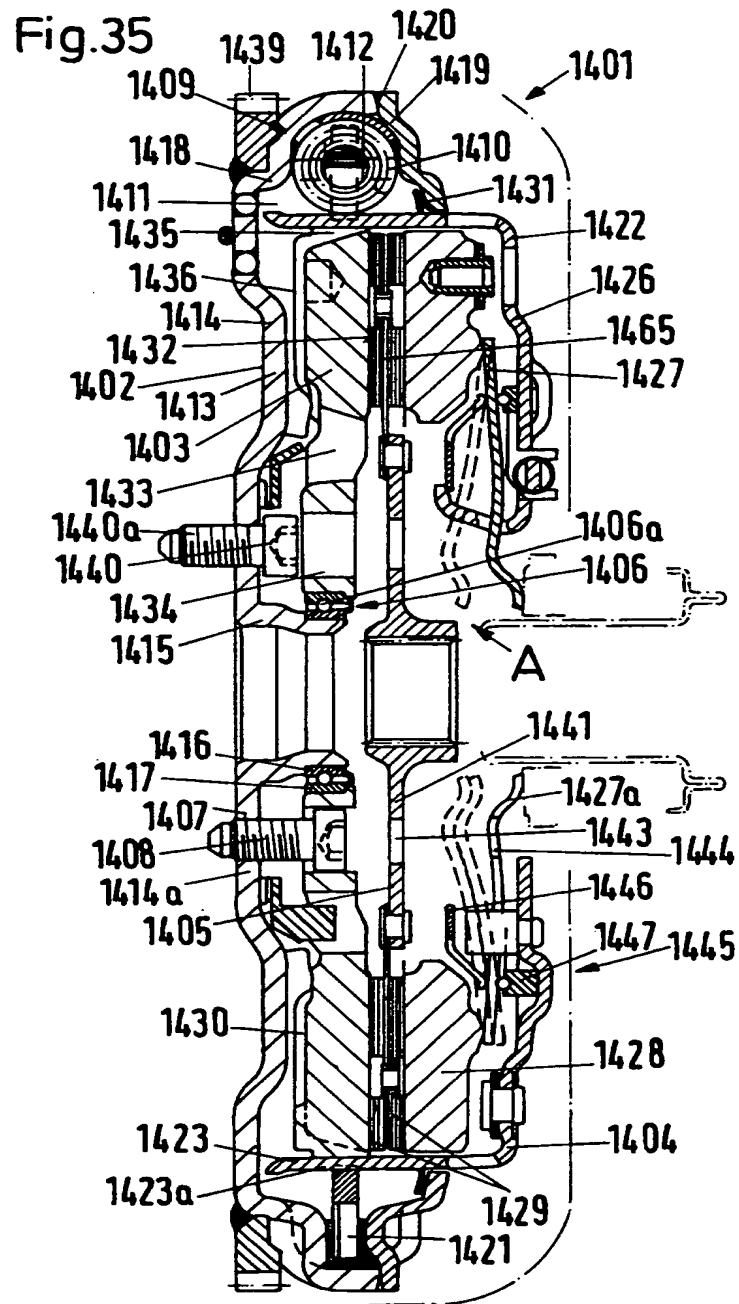


Fig.36

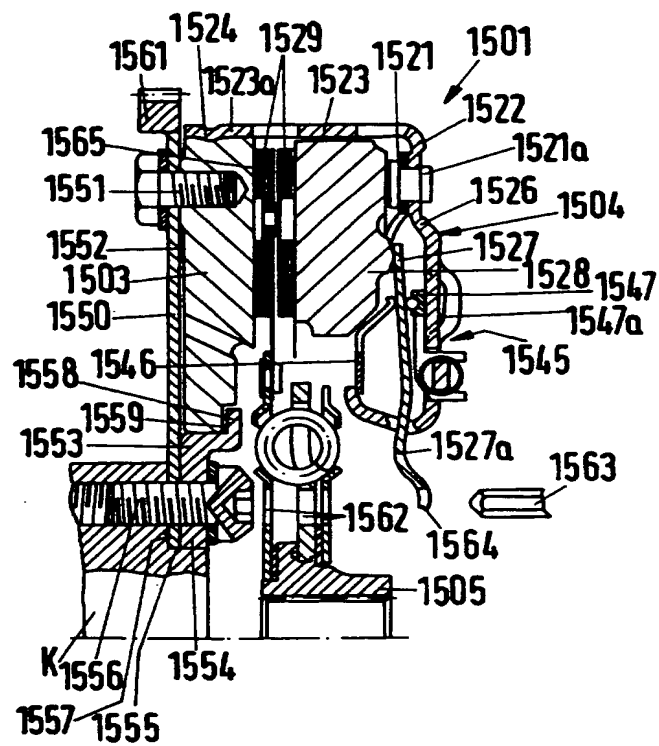
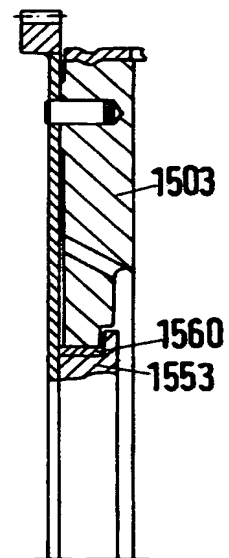


Fig.37



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**